МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Інститут Навчально-науковий інженерно-технічний інститут
ім. акад. І.С.Гулого
Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки

«До захисту в ЕК»	**«До захисту допущено»**
Директор інституту	Завідувач кафедри
_____ Сергій Блаженко	_____ Валентин Петренко
(підпис) (прізвище та ініціали)	(підпис) (прізвище та ініціали)
«___» _____ 2022 р.	«___» _____ 2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА

Зі спеціальності_____144 Теплоенергетика_____
(код та назва спеціальності)
освітньо-професійної програми_____
_____Теплоенергетика та енергоефективні технології_____
на тему:_____Удосконалення топкового простору твердопаливних водотрубних котлів з метою підвищення їх теплової потужності шляхом підвищення ефективності спалювання палива_____

Виконав: здобувач 2 курсу, групи ЗТЕ-2-5М
_____Сав'як Василь Ігорович_____ _____
(прізвище, ім'я, по батькові повністю) (підпис)

Керівник __к.т.н. Філоненко Віталій Миколайович____ _____
(прізвище , ім'я та по батькові повністю) (підпис)

Рецензент ____к.т.н. Світлана Гончарук_____ _____
(прізвище , ім'я та по батькові повністю) (підпис)

Я як здобувач Національного університету харчових технологій розумію і підтримую політику університету з академічної доброчесності. Я не надавав і не одержував недозволеної допомоги під час підготовки цієї роботи. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідні джерела

_____
(підпис та прізвище здобувача)

Київ – 2022 р.

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Навчально-науковий інженерно-технічний інститут ім.акад. І.С.Гулого
Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки

Освітній ступінь магістр

Спеціальність 144 Теплоенергетика

Освітньо-професійна програма Теплоенергетика та енергоефективні технології

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ТЕХТ
проф. Петренко В.П.
"01" листопада 2021року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Сав'яка Василя Ігоровича
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Удосконалення топкового простору твердопаливних водотрубних котлів з метою підвищення їх теплової потужності шляхом підвищення ефективності спалювання палива
керівник роботи к.т.н.,доц. Філоненко Віталій Миколайович
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом закладу вищої освіти від "01"11.2021 року № 860-кс

2. Строк подання здобувачем роботи 06.02.2022 року

3. Вихідні дані до роботи серійні і модифіковані подові пальники. Змішувальні пальники.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань,які потрібно розробити)

1. Аналіз топкових процесів спалювання твердого палива.

2. Моделювання процесів спалювання газового палива.

3. Аналіз процесів спалювання низькосортних твердих палив.

4. Спалювання біомаси та деревних відходів в топках з киплячим шаром.

5. Перелік графічного матеріалу

Презентаційні матеріали Power Point - 11 слайдів .

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів виконання кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналіз існуючих методів підвищення енергоекологічної ефективності твердопаливних котлів	18.11-10.12.2021	Виконано
2	Моделювання процесів спалювання газового палив	11.12-16.12.2021	Виконано
3	Аналіз процесів спалювання низькосортних твердих палив	17.12-03.01.2022	Виконано
4	Спалювання біомаси та деревних відходів в топках з киплячим шаром	04.01-26.01.2022	Виконано
5	Формулювання висновків	27.01-04.02.2022	Виконано
6	Оформлення роботи, проходження рецензування	05.02-06.02.2022	Виконано

Здобувач _____ Сав'як В.І.

Керівник роботи _____ Філоненко В.М.

АНОТАЦІЯ

В магістерській роботі відображено наступні наукові результати: теоретично обґрунтовано дифузійне спалювання низькосортних твердих палив в подових пальниках топок водотрубних котлів та визначені конструктивні і режимні параметри пальників.

Мета роботи – науково-технічне обґрунтування технічних рішень, що забезпечують ефективне спалювання низькосортного вугілля та деревинних відходів на основі модернізації існуючого і розроблення новітнього топкового обладнання котельних агрегатів, а також режимів їх експлуатації.

Об'єкт досліджень – технологічні та конструктивні параметри топкових пристроїв і принципи вибору технічних рішень щодо залучення місцевих палив в паливні баланси теплопостачальних систем.

Предмет дослідження – процеси теплообміну та дифузії при спалювання твердого палива в подових пальниках топок опалювальних котлів.

Розроблено технологічну схему спалювання вугільних відходів з зольністю вище 70 - 73% спільно з низькосортними газоподібними паливами; експериментально обґрунтовано спалювання водовугільних суспензій в топках з киплячим шаром, визначені аеродинамічні і температурні режими киплячого шару; визначена висота киплячого шару та інші конструктивні характеристики топки та аеродинамічні параметри шару; в результаті узагальнення теоретичних і експериментальних даних встановлено, що спалювання відходів вуглезбагачення, водо вугільних суспензій, дерев'яних відходів характеризується підвищеними втратами з дрібними фракціями (близько 70 - 80% і більше), при цьому втрати при спалюванні паливних відходів нижче, ніж при спалюванні палив тих же марок.

Ключові слова: киплячий шар, вугільна суспензія, теплообмін і дифузія, спалювання.

ANNOTATION

The following scientific results are reflected in the master's thesis: diffusion combustion of low-grade gaseous fuels (biogas, etc.) in hearth burners of heating boiler furnaces is theoretically substantiated and design and mode parameters of burners are determined.

The purpose of the work is to analyse the processes of combustion of low-grade alternative fuels and on its basis to develop technical measures for modernization of existing and development of the latest combustion equipment of boiler units, as well as modes of operation of such systems.

The object of research - technological and design parameters of combustion devices and the principles of selection of technical solutions for the involvement of local fuels in the fuel balances of heat supply systems.

The subject of research is the processes of heat exchange and diffusion during combustion of solid fuel in hearth burners of heating boiler furnaces.

The technological scheme of coal waste incineration with ash content above 70 - 73% together with low-grade gaseous fuels has been developed; the combustion of water-coal suspensions in fluidized bed furnaces is experimentally substantiated, the aerodynamic and temperature regimes of the fluidized bed are determined; determined the height of the fluidized bed and other design characteristics of the furnace and the aerodynamic parameters of the layer; as a result of generalization of theoretical and experimental data it is established that incineration of waste of coal enrichment, water of coal suspensions, wood waste is characterized by the increased losses with small fractions (about 70 - 80% and more), thus losses at incineration of fuel waste are lower, than at incineration. fuel of the same brands.

Key words: fluidized bed, coal suspension, heat transfer and diffusion, combustion.

ЗМІСТ

ВСТУП 6
1 АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ МЕТОДІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕКОЛОГІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ТВЕРДОПАЛИВНИХ КОТЛІВ 7
1.1 Огляд основних технологічних вимог щодо забезпечення ефективного використання палива в енергетичних об’єктах . .7
1.2 Аналіз топкових процесів спалювання твердого палива. Принципи та обґрунтування концепції модернізації котельно-топкового обладнання 10
1.3 Особливості фізичних процесів спалювання твердого палива . .12
2 МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ СПАЛЮВАННЯ ГАЗОВОГО ПАЛИВА . . . . . .
2.1 Технічні особливості спалювання газового палива в подовому пальнику опалювального котла 19
2.2 Спалювання низькосортного газового палива у змішувальному пальнику повітронагрівача 29
3 АНАЛІЗ ПРОЦЕСІВ СПАЛЮВАННЯ НИЗЬКОСОРТНИХ ТВЕРДИХ ПАЛИВ 39
3.1 Спалювання низькосортних твердих палив і відходів вуглезбагачення в топках з киплячим шаром 39
3.2 Спалювання водовугільних суспензій донецького вугілля в киплячому шарі 49
3.3 Спалювання водовугільної суміші та відходів мокрого збагачення донецького вугілля марки Г 55

4 СПАЛЮВАННЯ БІОМАСИ ТА ДЕРЕВНИХ ВІДХОДІВ В ТОПКАХ З КИПЛЯЧИМ ШАРОМ 62
4.1 Технологічні особливості спалювання деревинних відходів . .62
4.2. Розроблення рекомендацій щодо удосконалення топок із низькотемпературним киплячим шаром 71
4.3 Рекомендації щодо вдосконалення топкового простору та допоміжного устаткування 78
ВИСНОВКИ 80
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ 81

ВСТУП

В національній енергетичній програмі України визначено створення теплоенергетичного обладнання, яке відповідає вимогам надійності, ефективності, екологічності, в першу чергу для котлів малої і середньої потужності, що забезпечить розвиток виробництва, передачі і розподіл теплоти на основі власних паливних ресурсів.

Поточний стан систем теплогенерації і теплопостачання характеризується наявністю цілого ряду проблем. Подолання негативних тенденцій в теплопостачанні можливо в умовах стабільної економіки. В умовах перехідної економіки рішення проблем ускладнюється. Однак централізовані системи теплопостачання найбільш підготовлені до структурних змін і реалізації нових сучасних технологій і впровадження енергоефективного обладнання. У цих умовах особливої актуальності набуває проблема реорганізації централізованих систем теплопостачання з метою реалізації енергозберігаючих технологій.

Комплексний підхід об'єднує такі технології: дифузійні пальники в газових топках, низькотемпературні топки з киплячим шаром і технологію спалювання в вихровій топці з зустрічними закрученими потоками.

Спалювання відходів вуглезбагачення, водовугільних суспензій, дерев'яних відходів характеризується підвищеними втратами з дрібними фракціями (близько 70 - 80% і більше), при цьому, втрати при спалюванні паливних відходів нижче, ніж при спалюванні палив тих же марок.

Одним із шляхів підвищення ефективності спалювання паливних відходів є паливоприготування (пелети, гранули і т.і.) або їх збагачення. Інший напрямок - спалювання паливних відходів спільно з вугіллям грубіших фракцій.

1 АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ МЕТОДІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕКОЛОГІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ТВЕРДОПАЛИВНИХ КОТЛІВ

1.1 Огляд основних технологічних вимог щодо забезпечення ефективного використання палива в енергетичних об’єктах

Котельні агрегати отримали поширення, як у великій енергетиці, так і у промисловості. Паливо, що спалюється на котельних агрегатах: кам'яне вугілля, буре вугілля, горючі сланці, мазут, різні горючі гази та ін. Кожне паливо має різну характеристику (зольність, вологість, нижчу теплоту згоряння, температура початку деформації золи, процентний вміст сірки, водню, азоту, кисню і т.д.), тому і конструкторські рішення для спалювання даного виду палива є різноманітними.

Основним недоліком котельного обладнання є забруднення навколишнього середовища димовими газами, до складу яких входить не тільки пил, але й оксиди азоту, вуглецю й інших елементів. Концентрація оксидів азоту залежить від температур, при яких відбувається спалювання палива, і вона зростає з ростом температури, тому по можливості намагаються знизити температури в топкових пристроях котлових агрегатів. Присутність оксидів вуглецю в димових газах обумовлена, в основному, недостачею повітря в топковому об'ємі для спалювання даної кількості палива.

Природний газ вважається найбільш чистим з екологічного погляду органічним природним паливом, який використовується у потужних підприємствах генерації теплоти – ТЕС, ТЕЦ, РК тощо [1].

У той же час його спалювання у введених раніше паливоспалювальних системах не відповідає сучасним високим європейським вимогам за ефективністю та екологічністю внаслідок морального та фізичного зносу обладнання.

За даними Міжнародного енергетичного агентства для забезпечення сучасних потреб в паливі та енергоресурсів, за існуючими обсягами споживання людству вистачить природного газу ще на 50 - 55 років [3]. У зв'язку з малими запасами природного газу на власних родовищах і постійно зростаюча вартість на імпорт енергоресурсів до України, однією з найважливіших задач оптимального розвитку паливно-енергетичного комплексу є збільшення ефективності використання і економія енергетичних ресурсів з одночасним зниженням негативного впливу на навколишнє середовище. Основними проблемами економіки України являються: висока енергоємність внутрішнього валового продукту (ВВП), значний дефіцит нафти та природного газу, постійне зростання світових цін на енергоносії та енергетична залежність від держав-постачальників вуглеводнів.

За даними Міжнародного енергетичного агентства енергоємність ВВП України складає 0,55 кг нафтового еквіваленту (н. е.) на один долар США, що у 2,5 рази перевищує середній рівень енергоємності ВВП найбільш розвинутих держав світу [3]. У відповідності з Енергетичною стратегією України до 2030 року в Україні планується зниження енергоємності ВВП за рахунок реалізації потенціалів енергоефективності та енергозбереження [4 – 7]. Також військові дії на території Донбасу негативно впливають на енергетику країни, адже вони унеможливлюють видобуток первинних енергоресурсів із найбільшого родовища в Україні. У цих умовах актуальним є розроблення нових технічних рішень за рахунок впровадження високоефективних вітчизняних технологій по збільшенню ефективності роботи паливоспалювальних котлоагрегатів, покращення економічних, енергетичних і екологічних показників, досягнення стратегічних цілей

розвитку тепло- та електрогенеруючих систем країни та енергетичного сектору економіки.

Великі обсяги спалювання палива енергогенеруючими компаніями обумовлені, зокрема, виробленням устаткуванням свого робочого ресурсу (близько 100 тис. годин) і конструктивними недоліками. Основне та допоміжне обладнання потребує заміни або капітального ремонту з подальшою модернізацією.

Серед основних енергетичних об'єктів України, де найбільш поширено використання котельних агрегатів є районні котельні, ТЕЦ та ТЕС. Енергопостачальна система України є національним надбанням, потужним високотехнологічним виробничим комплексом, який виступає важливою складовою у забезпеченні функціонування важливих галузей народного господарства країни, у т.ч. паливно-енергетичної, металургійної, комунально-побутової. Серед основних вимог функціонування енергопостачальної системи України необхідно виділити три основні, а саме: підвищення надійності експлуатації, зростання енергетичної ефективності та підвищення екологічної безпеки. Одним із шляхів підвищення ефективності та надійності роботи котельних агрегатів та газотурбінних двигунів, а також зменшення впливу його роботи на навколишнє середовище є технічне переоснащення пальникової системи цього обладнання [8 – 10]. Технічно обґрунтовані наступні вимоги до пальникового пристрою:

- універсальність (можливість використовувати в різних топках);

- надійність (обмежене тепловиділення поблизу пальника при мінімальному– проскакуванні); стійкість запалювання і стабілізація фронту горіння в широких межах;

- простота конструкції;

- мінімальний аеродинамічний опір по повітряному тракту;

- забезпечення сумішоутворення заданої інтенсивності, достатнє для завершення горіння палива в конкретній установці;

- забезпечення повноти згорання палива при мінімальному коефіцієнті надлишку повітря;

- забезпечення безшумності роботи і відсутність вібрацій в арматурі і всіх елементах.

Існуючі методи зниження токсичності продуктів згорання вуглеводневих палив характеризуються великими витратами при їхньому впровадженні і для всіх відомих методів характерна селективність та неоднозначність впливу на різні токсичні складові продуктів згорання [5, 11]. Наприклад, всі технологічні прийоми зниження емісії оксидів азоту (NO_X) приводять до збільшення концентрації в продуктах згорання оксиду вуглецю (CO) та продуктів хімічного недопалу (C_xH_y). Крім того, в більшості випадків не вдається ефективно застосувати одні й ті ж самі методи та засоби зниження токсичності продуктів згорання в пальникових системах різного призначення [11]. Це стосується так званих стехіометричних пальників (пальникові системи топок енергетичних котлів) та пальників, що працюють при високих надлишках повітря (камери згорання ГТУ та промислові теплогенератори).

Назріла об'єктивна необхідність створення і реалізації нових технологій спалювання палива, що відповідає, окрім сформульованих вище, ще й наступним вимогам:

1. Ремонтопридатність обладнання;

2. Висока енергоекологічна ефективність технічних рішень;

3. Доступність конструкційних матеріалів для виготовлення та надійної експлуатації обладнання.

1.2 Аналіз топкових процесів спалювання твердого палива. Принципи та обґрунтування концепції модернізації котельно-топкового обладнання.

Спосіб шарового спалювання твердого палива на колосникових решітках є найпоширенішим, надійним і простим по технології. Для

спалювання місцевих палив на колосникових решітках є недостатньо ефективним. Пиловугільне спалювання є високотемпературним з характерним утворенням оксидів сірки і азоту, пилоподібної золи, шлакування топки і поверхонь нагріву.

Таким чином, традиційні шарові і пиловугільні топкові процеси вичерпали моральний ресурс і не можуть бути прийняті за основу при розробці нової котельно-топкової техніки.

Утримання дрібних вітрильних частинок при їх спалюванні в топковому об'ємі найбільш ефективно може бути організовано в циклонних топках.

Високотемпературні циклони розроблялися з 30-х років минулого століття. Дані технології дозволяють до 95 - 98% видалення золи у вигляді рідкого шлаку. Однак через шлакування поверхонь нагріву котла, великій емісії оксидів азоту і високу ймовірність деструкції захисної обмуровки в даний час практично не застосовуються.

Розгляд різноманітних палив і відходів, орієнтованих на серійне виробництво наступних типів котлів: газомазутних ДЕ, твердопаливних КЕ і ДКВР, багатопаливних КЕ. Виробникам на даний час не посильна задача випуску спеціалізованих котлів і топок під кожне індивідуальне паливо. Тому в дисертаційній роботі ставляться завдання:

- універсалізація топкових процесів з використанням технологій вихрового і киплячого шару;

- вбудовування топок в існуючі профілі котлів з використанням його елементів і топкового обсягу;

- універсалізація властивостей палив і паливних відходів застосуванням технологічних схем їх переробки з підготовкою уніфікованої спалювальної маси.

Застосування мікрофакельного горіння є перспективним напрямком підвищення енергоекологічної ефективності котельних агрегатів, але ефективність його застосування залежить від методів реалізації

мікродифузійного горіння, що потребує відповідної попередньої дослідної перевірки в стендових умовах. Досвід використання такої технології у пальникових системах вказує на ряд недоліків, таких як висока ціна при низькій експлуатаційній надійності, підвищена шумність та наявність вібраційних режимів горіння при роботі, що призводить до зменшення моторесурсу котлоагрегату. Підвищення надлишку повітря та гомогенізація зони горіння є радикальними методами зниження емісії оксидів азоту як при дифузійному, так і при попередньому сумішоутвореннях. При цьому вважається, що найбільший ефект від підвищення надлишку первинного повітря досягається при застосуванні попереднього сумішоутворення.

1.3 Особливості фізичних процесів спалювання твердого палива

Аналіз досліджень із визначення швидкості горіння твердого палива. Горіння твердого палива – це складний фізико-хімічний процес окиснення палива, який супроводжується виділенням продуктів окиснення: CO_2, H_2O, CO, CH_4, NO_x та ін. та теплоти, а також твердих негорючих решток – золи й шлаку. Основні стадії горіння: нагрівання і сушіння палива з виділенням парів води; термічний розпад складних органічних сполук палива та виділення летких речовин у газоподібному вигляді; горіння коксового залишку – взаємодія між вуглецем коксу з киснем, вуглекислотою і водяною парою; горіння летких речовин та продуктів газифікації в об’ємі камери згоряння. Стадія горіння коксового залишку – це основна стадія горіння натурального твердого палива, від інтенсивності тепловиділення при його горінні залежить проходження всіх інших стадій процесу [4, 5]. Відомі дослідження горіння твердого палива проводили за такими напрямками: вигоряння частинок в камері з постійними величинами температури, концентрації кисню і швидкості дуттьового повітря; вигоряння порції палива при одноразовому завантаженні в камеру згоряння; квазістаціонарне горіння палива в шарі – поточний процес горіння шару палива при постійному його

живленні. Горіння частинок палива Дослідження горіння частинок натурального палива ґрунтуються на дифузійно-кінетичній теорії горіння вуглецю. Горіння вуглецю – гетерогенний процес, який супроводжується як дифузією кисню і продуктів горіння біля поверхні частинки, що горить, так і кінетикою горіння на поверхні і всередині масиву частинки. Вигоряння часток в об'ємі може відбуватися залежно від використання кисню в поверхневому шарі за такими схемами поверхневого шару, що: – горить – горіння проходить при порівняно невисоких температурах, кисень досягає поверхні частинки і безпосередньо реагує з вуглецем; – не горить – горіння дрібних часток в умовах середніх температур пиловугільних топок, продукти дифузійного процесу CO і H_2 виходять з поверхневого шару і згоряють в топковому об'ємі. За результатами великої кількості досліджень горіння частинок різних видів палива, які проводили з метою виявлення впливу на процес спалювання різних факторів: температури в камері згоряння, швидкості обтікання поверхні частинки потоком газу, розміру частинки, концентрації окислювача, вмісту летких речовин в паливі, зольності палива тощо, встановлено таке:

– вплив швидкості газоповітряної суміші, яка обтікає частинку, на її вигоряння, є визначальним при високих температурах, коли швидкість реакції велика, і навпаки, малий при низьких температурах – за умов кінетичної реакції;

– швидкість горіння частинки значно зростає з підвищенням концентрації кисню в дуттьовому потоці;

– леткі речовини є інтенсифікатором процесу горіння частинок, хоч при їх інтенсивному виході гальмується горіння коксу (середня швидкість горіння частинки антрациту приблизно втричі менша від швидкості горіння частинки такого ж діаметра кам'яного газового вугілля);

– швидкість вигоряння частинки не залежить від її розміру для кінетичної області горіння та обернено пропорційна діаметру частинок для

дифузійної області горіння, а тривалість горіння пропорційна діаметру частинки в квадраті;

– зола мало впливає на швидкість виходу летких речовин, а головним чином впливає на вигоряння коксового залишку, зі зменшенням розміру частинок вплив зольності знижується;

– швидкість горіння частинки при топкових температурах визначається тільки гідродинамічними умовами на її зовнішній поверхні, що підтверджено експериментальними даними досліджень.

Узагальнення даних багатьох експериментальних досліджень процесів горіння частинок коксу виражено в дифузійних критеріях Нусельта і Пекле

$$Nu_D = \frac{K_s^c \delta}{C_o D}, \qquad Pe_D = \frac{W \delta}{D}, \tag{1.1}$$

де K_s^c – питома швидкість горіння частинки коксу, г/(см^2·с);

d – розмір частинки, см;

C_o – молярна концентрація кисню в потоці, г/см^3;

W – швидкість потоку, що обтікає частинку, см/с;

D – коефіцієнт дифузії, см^2/с.

Цей метод узагальнення надає змогу найповніше описати характер процесу вигоряння частинки з урахуванням основних факторів, що впливають на інтенсивність процесу, з можливістю практичного визначення швидкості горіння частинок у топкових пристроях зі схемою процесу горіння в камері згоряння [5]. Горіння твердого палива в шарі Дослідження горіння твердого палива в шарі проводили як за вигорянням порції палива в камері згоряння, так і за процесом горіння шару палива за постійного його живлення. Перший випадок характерний для ручних топок, другий – для механічних топок. Вивчається горіння частинок палива в шарі, як правило, за такими методами дослідження: вимірювання складу газів на виході з шару та визначення динаміки газоутворення по висоті шару, що горить. Горіння

частинок коксового залишку в шарі відбувається за схемою подвійного шару, що горить – процес проходить при високих температурах, кисень не досягає поверхні вуглецю, а витрачається повністю в поверхневому шарі на догоряння CO і H_2, вигоряння вуглецю відбувається тільки за реакціями відновлення з CO_2 і H_2O. На гетерогенний процес горіння часток в шарі суттєво впливають фракційний склад палива та його якість (вміст і температура плавлення золи, вміст летких речовин тощо), режимні параметри процесу (швидкість дуттьового повітря, концентрація кисню в шарі, надмір повітря). Узагальнюючою характеристикою топкового процесу, що в сукупності враховує вплив всіх основних факторів на інтенсивність газоутворення, є питома швидкість горіння K_s, що дорівнює відношенню кількості спалюваного в одиницю часу палива, тобто перетвореного на газоподібний стан, до сумарної поверхні реагування частинок палива в шарі [4]

$$K_s = B / S\,, \tag{1.2}$$

де B – кількість спалюваного твердого палива, г/с;

S – сумарна поверхня реагування частинок, $см^2$.

Метою дослідження нестаціонарного вигоряння порції палива є визначення основної характеристики – тривалості вигоряння палива та змінних у часі характеристик: витрати повітря, складу газів і маси палива. Стаціонарний процес горіння шару палива досліджували, встановлюючи склад газів за висотою шару та визначаючи його аеродинамічний опір. За результатами великого об’єму досліджень в широкому діапазоні факторів (швидкості дуттьового повітря, концентрації кисню, зольності, розміру частинок), що впливають на вигоряння шару палива, зроблено такі висновки:

– значний вплив на інтенсивність процесу горіння має швидкість дуттьового повітря – з її зростанням інтенсифікується вигоряння частинок шару;

– інтенсивність горіння шару зростає зі збільшенням виходу летких речовин (розмір кисневої зони відповідно зменшується і приблизно становить у розмірі частинок: для антрациту – 2,5; для деревного вугілля – 1,5; для бурого вугілля – 1,3; спостерігається пропорційність величині кисневої зони величини відновлювальної зони – співвідношення приблизно 1:4);

– розмір частинки впливає на формування шару, водночас і на інтенсивність горіння: для однакової висоти шару швидкість горіння більша для частинок меншого розміру внаслідок збільшення поверхні реагування;

– встановлено неоднозначний вплив зольності палива на протікання процесу: за однакової швидкості дуття швидкість горіння знижується при збільшенні зольності, разом з тим за однакової зольності її гальмівний вплив зростає при форсуванні дуття. Помірне шурування шару зменшує негативний вплив зольності, енергійне шурування внаслідок збільшення провалу та механічного подрібнення часток, а також шурування при розплавленому стані шлаку знижує якість процесу;

– зі збільшенням концентрації окислювача підвищується температура в кисневій зоні і зростає швидкість горіння частинок в шарі. Результати досліджень підтверджують, що інтенсивність горіння частинок в шарі визначається швидкістю дуття W без значного впливу наведених вище інших факторів. Так, швидкість горіння частинок коксу K_s^c, в шарі висотою близько $10 \cdot \delta_п$ (надлишок повітря близько 1,0) дорівнює

$$K_s^c = kW10^{-6}, \tag{1.3}$$

де k = 420 – для нестаціонарного вигоряння шару,

k = 370 – для стаціонарного процесу горіння шару палива;

$\delta_п$ – початковий розмір частинки.

Горіння стаціонарного шару, характерного для механізованого спалювання твердого палива в шарі, що проходить за постійної витрати повітря та подачі необхідної кількості палива в зону горіння, досліджено з

метою встановлення впливу на швидкість горіння недостатньо вивчених факторів: розміру частинок і надміру повітря. Проведено великий об’єм досліджень в діапазоні швидкостей дуттьового повітря на вході шару від 0,2 до 0,4 м/с, розмірів частинок від 6 до 50 мм, коефіцієнтів надміру повітря на виході шару від 0,8 до 2,0 на коксі кам’яного вугілля і натуральних паливах (антрациті, кам’яному вугіллі з різними величинами за зольністю та виходом летких речовин).

В опалювальних котельних з котлами теплопродуктивністю до 4 МВт найпоширеніше спалювання твердого палива в шарі, що зумовлено прийнятними капітальними затратами на впровадження та надійністю і простотою в експлуатації.

Схема організації горіння палива обирається враховуючи вид палива, його робочий склад, вміст та температурні властивості золи тощо, а також режимні параметри експлуатаційних умов. Протитечійна зі сталим шаром та прямотічна схеми ефективні при спалюванні якісного малозольного палива (антрациту, гранульованих рослинних та деревних відходів тощо). Поперечна схема забезпечує можливість механізувати процес спалювання, підтримання поточності щодо подачі свіжих порцій палива на горіння і видалення вогнищевих решток, тому поширена в конструкціях механічних топок для спалювання зольних палив [7]. Конструкції відомих механічних топкових пристроїв для спалювання твердого палива в шарі дуже різноманітні, що пояснюється значною відмінністю в складі робочої маси палива, зокрема вмісту баласту – золи, вологи, фракційного складу, виходу летких речовин, а також здатності до спікливості вогнищевих решток тощо. У конструкціях механічних топок механізованих твердопаливних котлів реалізовано переважно поперечну схему подачі палива і повітря (топки з ланцюговою решіткою, з шуруючою планкою, з обертовою решіткою, з хиткими колосниками, з перештовхуючими колосниками нахиленої, горизонтальної та каскадної решіток, з вібраційною решіткою). У схемі ретортної топки

поєднано протитечійну і поперечну схеми для спалювання малозольного сортового палива.

2 МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ СПАЛЮВАННЯ ГАЗОВОГО ПАЛИВА

2.1 Технічні особливості спалювання газового палива в подовому пальнику опалювального котла

Підприємства вугільної промисловості в Донецькому вугільному басейні України отримують і викидають в атмосферу близько 1,2 млрд. $м^3$/рік шахтного метану, близько 15% обсягу уловлюється. Раціональне використання шахтного метану це його спалювання на котельнях і радіаційних випромінювачах, сушильних установках, змішувальних повітронагрівачах для обігріву шахтних стволів, в когенераційних установках в процесах виробництва електроенергії, технологічних процесах та ін. Використання вугільного метану дозволяє збільшити енергоозброєність шахт на 20%. Найбільш ефективним з енергетичного критерію є використання вугільного метану в якості палива мобільних електростанцій.

Шахтний метан характеризується змінним складом і витратою через різні газоносності вугільних пластів. Запобігання небезпечних скупчень метану у виробках пластів вугільних шахт здійснюється шляхом дегазації через вертикальні дегазаційні свердловини. Система дегазації шахт України відрізняється від європейської. На Україні її проектували на викид отриманого шахтного метану за межі гірничої виробки, не враховуючи перспектив його використання. Тому значна частина його видаляється через систему вентиляції. Україна є найбільшим джерелом викидів шахтного метану, за кількістю викидів Україна займає четверте місце в світі.

Далі, через низьку герметичність в систему дегазації надходить повітря і в метано-повітряної суміші концентрація метану змінюється в широких межах від 2,5 до 42% (2,5 - 25% некондиційний метан), при цьому в суміші міститься крапельна і парова волога, вугільний пил, тому потрібна додаткова підготовка газу. Концентрація кисню становить від 5 до 12 об'ємних%. Концентрація діоксиду вуглецю змінюється в межах 18 - 21%. При цьому концентрація компонентів суміші може змінюватися стрибкоподібно, що ускладнює використання суміші в газових двигунах для вироблення електроенергії. Система утилізації містить дороге устаткування і тому найпростіше рішення-це енергетичне використання шахтного метану в котельних установках. Промисловістю випускаються автономні модульні котельні, оснащені вузлом підготовки шахтного метану, використання спеціальних автоматизованих пальникових блоків. Але в даний час на шахтних котельнях, оснащених котлами типу ДКВР, використовуються подові пальники, пальники ГМГ, вертикальні щілинні пальники. Пальники зазначених типів не комплектується системами автоматики. Витяг і використання метану сприяє зменшенню забруднення навколишнього середовища. Дані по екологічним і енергетичним характеристикам в різних пальникових пристроях при спалюванні вугільного метану практично відсутні.

Найбільш простими є дифузійні пальники. Газ випливає з отворів, а необхідне для горіння повітря надходить з навколишнього середовища. Процеси змішування газу і повітря відбуваються на виході газу з пальника.

Дифузійні пальники застосовують для спалювання штучних низькокалорійних газів (сланцевий, коксовий, генераторний і ін.), для спалювання природного і скрапленого газу.

Застосування подових (щілинних) пальників в опалювальних котлах недостатньо ефективно, так як низька ефективність процесів змішування газу і повітря, зумовлюють підвищення коефіцієнта надлишку повітря, при цьому

збільшується довжина факела, що при зіткненні полум'я з теплообмінними поверхнями призводить до зростання хімічної неповноти спалювання газу.

Таким чином, збільшення споживання газу та теплової потужності котла обмежена технологічними і екологічними режимами спалювання палива.

Однак подові пальники широко застосовуються і тому, в цій роботі проведені дослідження спалювання вугільного метану в пальниках даної конструкції.

Склад шахтного газу наступний (%): CH_4 - 38.6; C_2H_6 - 1.32; C_3H_8 - 0.25; C_4H_{10} - 0.07; C_5<0.008; CO - 0.0001; H_2 - 0.008; CO_2 - 0.08; N_2 - 47.1; O_2 - 13.4; Ar - 0.86.

Теплота згоряння шахтного газу становить близько 13 МДж/м^3.

Подовий пальник складається з двох елементів: сталевий безшовної труби (колектора) з просвердленими в ній отворами для виходу паливного газу і вогневої частини. Остання являє собою щілину, викладену з вогнетривкої цегли і розташовану над трубою пальника. Отвори розташовуються на трубі в два ряди в шаховому порядку (табл. 2.1).

Виходячи з припущення про те, що горіння контролюється змішанням, а не кінетикою, для моделювання турбулентного горіння використана модель дроблення турбулентних вихорів Магнуссен і Хертагера.

Моделювання утворення монооксиду вуглецю засновано на використанні двохстадійної реакції окислення метану. Для знаходження масової частки оксидів азоту система рівнянь доповнюється рівнянням переносу для NO, що утворюються з термічного механізму. Я.Б. Зельдовичем було доведено, що утворення оксидів азоту не пов’язане безпосередньо з реакцією горіння, а йде через дисоціацію молекулярного кисню при температурі вище 1800 К. Механізм утворення NO складається з елементарних реакцій. Вводиться припущення про те, що утворення NO не впливає ні на гідродинамічну структуру течії, ні на температуру газу в пальниковому пристрої.

Таблиця 2.1. Вихідні дані для розрахунку

Параметри	Серійний пальник	Модифікований пальник
Зовнішній діаметр труби $d_н$, мм	40	57
Діаметр отворів паливного газу $d_о$, мм	1,9	2,1
Напівкрок між отворами δ, мм	8	8
Ширина вогневої щілини а, мм	86	108
Висота вогневої щілини $h_щ$, мм	266	266
Температура повітря у вузькому перетині щілини, К	273	273
Швидкість повітря у вузькому перетині щілини, м/с	2,44	2,44
Температура паливного газу на виході з отворів, К	273	273
Швидкість паливного газу на виході з отворів, м/с	27	27
Склад паливного газу, % (об):		
метан	100,0	38,6
кисень	-	13,4
азот	-	48,0

Теплова потужність пальників (серійної і модифікованої) однакова, т. є. витрата вугільного метану збільшена в 2,7 - 2,8 рази в порівнянні з витратою природного газу. Подовий пальник складається з двох елементів: сталевої безшовної труби (колектора) з просвердленими в ній отворами для виходу паливного газу і вогневої частини. Остання являє собою щілину, викладену з вогнетривкої цегли і розташовується над трубою пальника. Отвори розташовуються на трубі в два ряди в шаховому порядку (рис. 2.1).

Пальник має такі характерні розміри:

- зовнішній діаметр труби $d_н$;
- діаметр отворів для виходу паливного газу $d_о$;
- напівкрок між отворами δ;
- ширина вогневої щілини а;
- висота вогневої щілини $h_щ (h_щ = h + 0{,}5 d_н)$

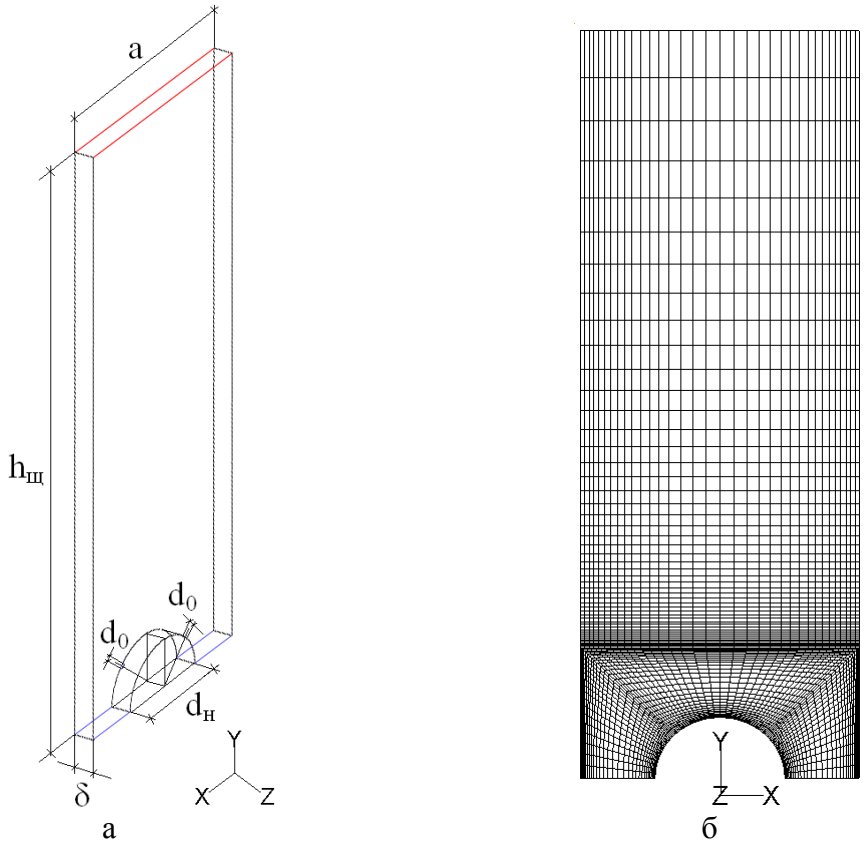


Рис. 2.1. Розрахункова схема (а) подового пальника і розрахункова схема (б) щілинного каналу.

Виконані тестові розрахунки з використанням сіток з різним числом осередків. Встановлено, що сітка (близько 10^6 контрольних об'ємів) забезпечує прийнятну низьку чутливість результатів до подальшого подрібнення сітки.

Пальник має наступні розміри: зовнішній діаметр труби $d_н$ = 57 мм; діаметр отворів для виходу паливного газу d_o = 2,1 мм; напівкрок між отворами δ = 8 мм; ширина вогневої щілини a = 108 мм; висота вогневої щілини $h_щ$ = 266 мм. Температура повітря у вузькому перетині щілини дорівнює 273 К. Швидкість повітря у вузькому перетині щілини становить 2,44 м/с. Температура паливного газу на виході з отворів дорівнює 273 К. Швидкість паливного газу на виході з отворів становить 27 м/с.

Паливний газ має наступний склад (по об'єму):

варіант 1: метан CH_4 – 100%;

варіант 2: метан CH_4 – 38,6%; кисень O_2 – 13,4%; азот – 48,0%.

Результати обчислювального експерименту наведені в табл. 2.2. Результати показують, що значення швидкості і температур в модифікованому пальнику значно нижче (9,41 і 5,34 м/с відповідно, 1803 К і 1033 К відповідно). При цьому забезпечується повне спалювання вугільного метану (CH_4 і CO в продуктах згорання практично відсутні (табл. 2.2). Низькі швидкості і температура згоряння забезпечують також факел малої довжини.

Таблиця 2.2. Середнемасові параметри газу на виході з вогневої щілини

Параметри	Варіант 1	Варіант 2
Швидкість, м/с	9,41	5,34
Температура, К	1803	1033
Масова частка CH_4	0,0047	$2{,}8\cdot10^{-7}$
Масова частка O_2	0,0622	0,1604
Масова частка CO	0,0055	$4{,}1\cdot10^{-6}$
Масова частка CO_2	0,1029	0,0467
Масова частка H_2O	0,0914	0,0383
Масова частка N_2	0,7332	0,7546
Масова частка NO	$7{,}6\cdot10^{-6}$	$9{,}4\cdot10^{-7}$
Швидкість утворювання NO, кмоль/($м^3$·С)	0,0066	$8{,}9\cdot10^{-07}$
Щільність, кг/$м^3$	0,1945	0,3466
Молекулярна маса	28,4598	28,4562

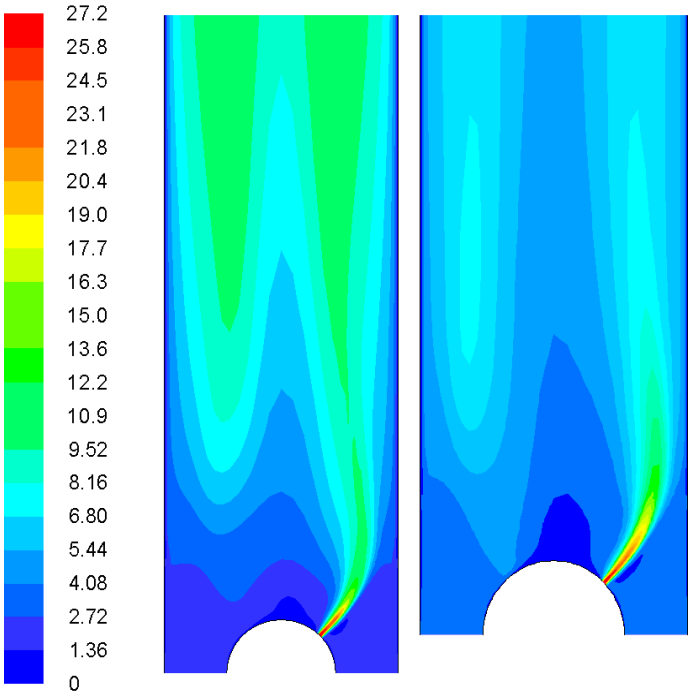
Екологічні параметри, які характеризуються вмістом оксидів азоту і вуглецю в продуктах згорання, мають значення значно нижче в модифікованому пальнику, так масова частка NO становить $8{,}9\cdot10^{-7}$, CO - $4{,}1\cdot10^{-6}$. В роботі аналізуються стаціонарні поля усереднених характеристик течії - швидкості, температури, концентрацій компонентів, оксиду азоту та швидкості утворення оксиду азоту. Швидкість газу (вугільного метану) на

виході з отворів подового пальника становить 25 - 27 м/с. Результати розрахунку наведені на рис. 2.2 - 2.6.

У структурі полум’я виділяється кілька зон - підготовча, зона горіння і зона продуктів згоряння. У дифузійному полум’ї горюча суміш утворюється в зоні горіння за рахунок дифузії горючого газу з підготовленою зоною і повітря - з навколишнього середовища. Якщо в складі газоповітряної суміші достатньо кисню, то вуглець, який утворюється при термічному розкладанні в підготовчій зоні, встигає попередньо окислюватися до монооксиду вуглецю (CO), який згорає в зоні горіння з утворенням діоксиду вуглецю (CO_2). Газ горить безбарвним або блакитним полум’ям.

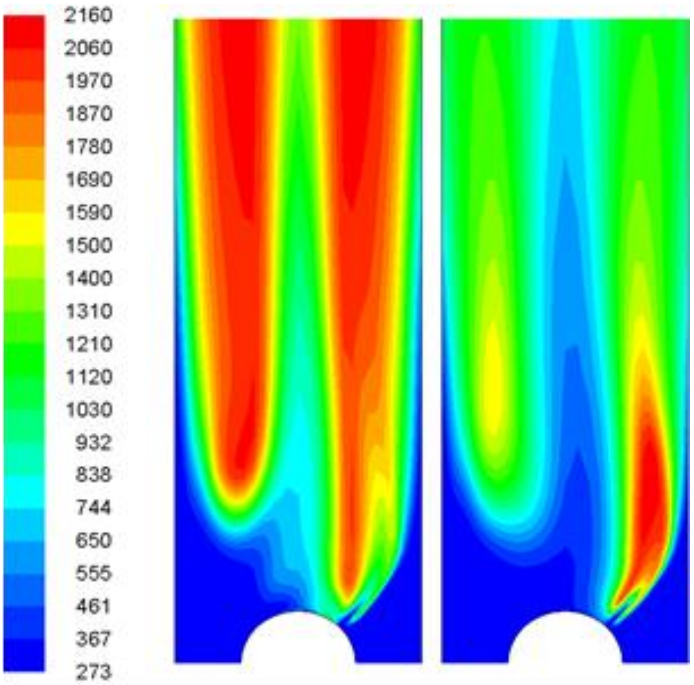
Структура полум’я відповідає ламінарному дифузійному полум’ю і визначається швидкістю витікання газу з отворів подового пальника і швидкістю руху газоповітряної суміші в обмеженому обсязі щілинного каналу. Зона горіння дифузійного полум’я являє собою тонкий шар (2), який визначається швидкістю молекулярної дифузії кисню з підготовчої зони до фронту горіння. Швидкість дифузії визначається різницею парціальних тисків і температур в зонах. На рис. 2.5 показана зміна концентрації діоксиду вуглецю. Як видно, концентрація CO_2 змінюється від мінімальних значень на периферії зони горіння до максимальних на осі факела. Концентрація кисню змінюється до мінімальних значень в ядрі факела. Температура в ядрі факела досягає значень 2060 – 2160 К (рис. 2.3).

Існування зони рециркуляції (5) (поворотні течії) надає можливість суттєво збільшити час перебування газоповітряної суміші в обмеженому просторі поблизу пальника (рис. 2.5). Тим самим поліпшуються умови для змішування реагентів і стабілізації факела.



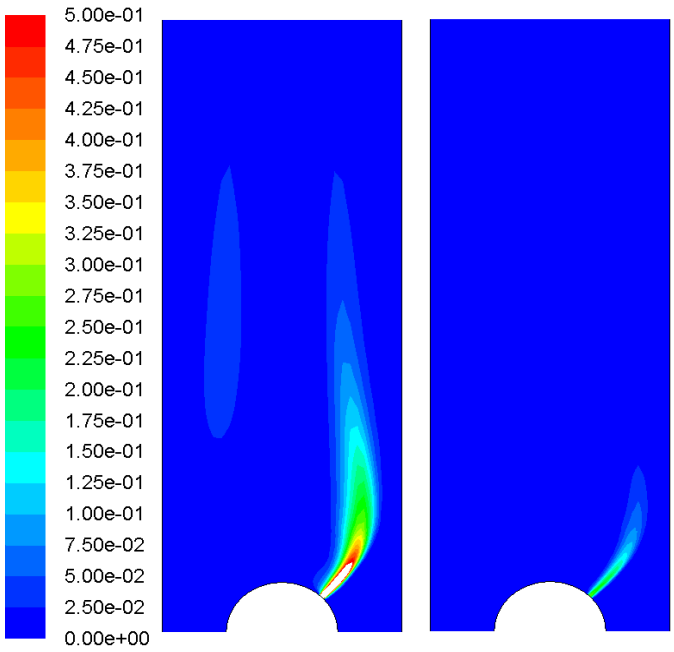
а) б)

Рис. 2.2. Абсолютна швидкість газу (м/с) в площині xOy, що проходить через центр отвору для виходу паливного газу: а) - варіант 1; б) - варіант 2.



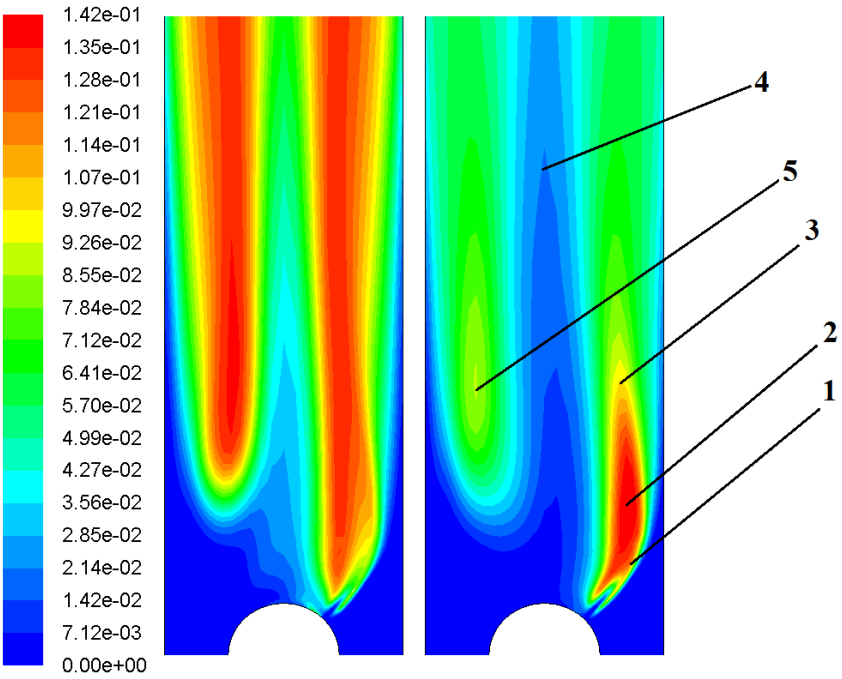
а) б)

Рис. 2.3. Температура газу (К) в площині xOy, що проходить через центр отвору для паливного газу: а) - варіант 1; б) - варіант 2



а) б)

Рис. 2.4. Масова частка CH_4 в площині xOy, що проходить через центр отвору для виходу паливного газу: а) - варіант 1; б) - варіант 2



а) б)

Рис. 2.5. Масова частка CO_2 в площині xOy, що проходить через центр отвору для паливного газу: а) - варіант 1; б) - варіант 2.

Внутрішня структура факела показана на рис. 2.5.

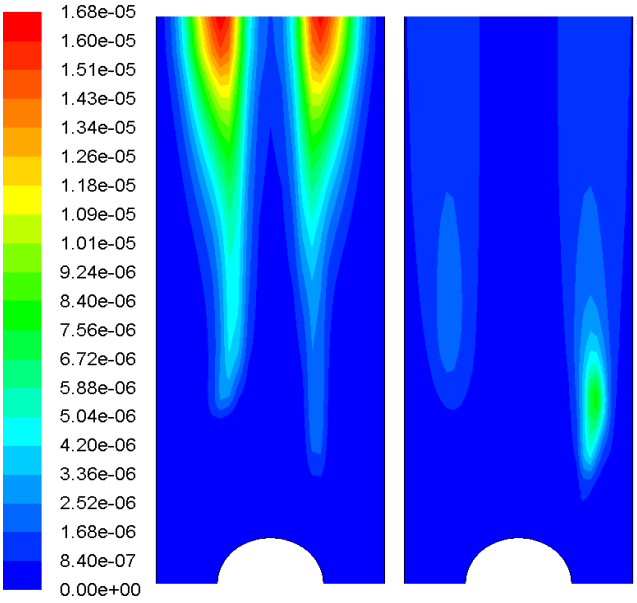
1. Рециркуляційна зона поблизу пальника в якій температура факела максимальна.

2. Високотемпературний «купол» (зона 3), що накриває рециркуляційну зону; велика частина променевої енергії випромінюється в цій зоні.

3. Зона змішування горючого і повітря, що оточує зони 1, характеризується зниженим вмістом продуктів (CO_2, H_2O) і підвищеним вмістом реагентів.

4. Далекий слід (затоплена струмінь) продуктів згоряння.

5. Точка утворення зворотних течій (точка 4).



а) б)

Рис. 2.6. Масова частка NO в площині xOy, що проходить через центр отвору для виходу паливного газу: а) - варіант 1; б) - варіант 2.

При температурах вище 1700 - 1800 К велика частина оксидів азоту утворюється з «теплового» механізму. Максимальна концентрація NO_x досягається в зоні з максимальною температурою і середнемасова концентрація на виході з пальника становить близько 15-20 мг/м^3 (варіант 1) і 1,8-2 мг/м^3 (варіант 2).

2.2 Спалювання низькосортного газового палива у змішувальному пальнику повітронагрівача

Повітронагрівачі газові змішувальні знаходять широке застосування для підігріву атмосферного повітря в системах припливної вентиляції автономного повітряного опалення та теплових завісах виробничих приміщень; сушильних установках, для опалення тепличних господарств. Змішання повітря з продуктами горіння газоподібного палива забезпечує ефективний підігрів повітря. Повітронагрівачі виготовляються з номінальною тепловою потужністю від 0,15 до 6,3 МВт. Коефіцієнт робочого регулювання по тепловій потужності не менше 2,5. Нагрівання повітря в діапазоні 30 - 80^{o}С. Кількість повітря що нагрівається – 7,5 - 250 тис. м^{3}/рік забезпечується подачею вентилятором. Схема установки показана на рис. 2.7.

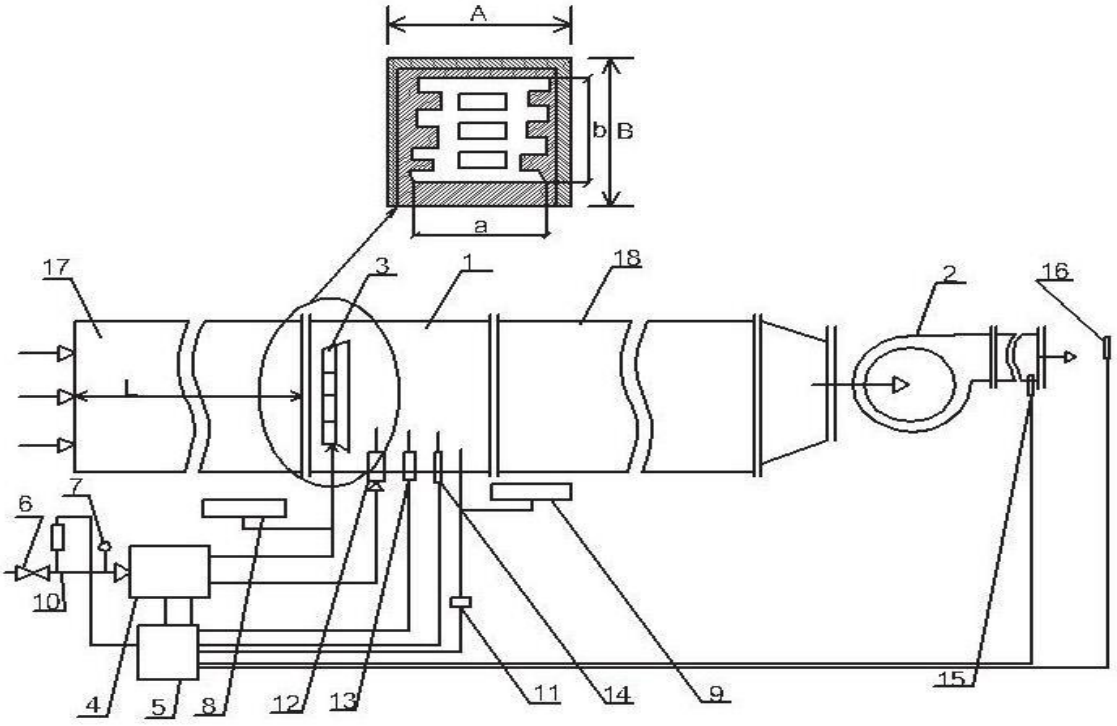


Рис. 2.7. Повітронагрівач після вентилятора (на нагнітальній стороні)

Блок вентиляторних пальників складають газові рампові пальники. Газові рампи (мультиблоки) двоступеневі забезпечують стабільний тиск газу перед пальником і його подачу в необхідній кількості, герметичне відключення подачі газу в аварійній ситуації. Газові рампи (рис. 2.8) складаються з декількох послідовно з'єднаних елементів: 1 – газовий фільтр; 2 – стабілізатор тиску газу; 3 – штуцер для виміру тиску газу після стабілізатора; 4 – запобіжний запірний клапан; 5 – блок контролю герметичності клапанів; 6 – двоступеневий регулюючий клапан з функцією плавного відкриття. Технологічна схема газової рампи показана на рис. 2.8.

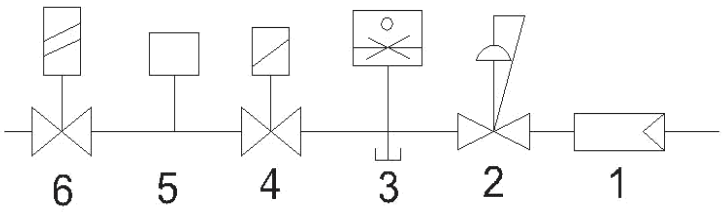


Рис. 2.8. Схема газової рампи

Двоступеневий регулюючий клапан забезпечує плавний розпал пальника і подачу необхідної кількості газу при роботі пальника на різних шаблях потужності.

Рамповий пальник розробки ТОВ «Каменський завод обладнання» (м. Каменськ-Шахтинський) встановлений на повітронагрівачах газових змішувальних типу ВГС-1,0 і є їх невід'ємною частиною.

Рамповий пальник являє собою просторову коробчасту конструкцію, складену з кутових стабілізаторів полум'я (рис. 2.9.) Стабілізатори мають полки шириною 190 мм, розтин - 150 мм і отбортовку шириною 15 мм. Полки стабілізаторів перфоровані круглими отворами, розташованими в 9 рядів. Отвори першого (найближчого до вершини стабілізатора) і другого рядів мають діаметр 1 мм і розташовані шахово з кроком 20 мм. Отвори третього і четвертого рядів мають діаметр 2 мм і розташовані з кроком 10 мм. Отвори п'ятого і шостого рядів мають діаметр 2,5 мм і розташовані з

кроком 10 мм. Отвори сьомого і восьмого рядів мають діаметр 3 мм і розташовані з кроком 10 мм. Отвори дев'ятого ряду мають діаметр 4 мм і розташовані з кроком 17 мм. Перший ряд отворів перфорації розташований на відстані 20 мм від вершини стабілізатора. Відстань між першим і другим рядами отворів перфорації становить 5 мм, між другим і третім, третім і четвертим, четвертим і п'ятим, п'ятим і шостим - по 10 мм, між шостим і сьомим, сьомим і восьмим - по 15 мм, між восьмим і дев'ятим - 25 мм. У вершині кутових стабілізаторів розташовані паливні труби діаметром 50 мм. На паливну трубу наварено напівциліндр діаметром 12 мм, в якому висвердлені отвори для виходу паливного газу діаметром 2 мм. Паливні отвори розташовані в два ряди з кроком 9 мм. Відстань між рядами паливних отворів становить 7 мм. Габаритні розміри рампового пальника: ширина - 1250 мм; висота - 1 115 мм; глибина - 225 мм. Рамповий пальник розміщений в кожусі. Габаритні розміри виробу в зборі 1300 × 1900 × 1520 мм.

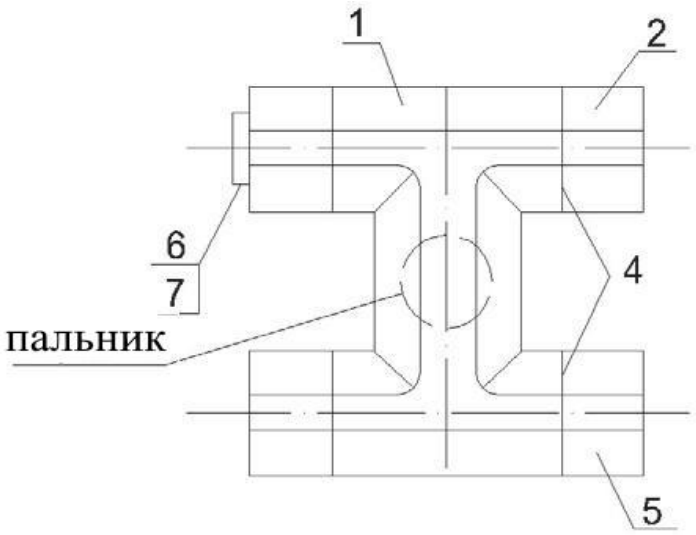


Рис. 2.9. Схема розташування пальників в повітронагрівачі

Розрахункова схема рампового пальника представлена на рис. 2.10. Вона являє собою дзеркально симетричну половину періодично повторюваного фрагмента пальника.

Фактична ширина періодично повторюваної ділянки дорівнює найменшого спільного кратного кроків отворів і виявляється неприйнятно великий (перевищує габаритну ширину пальника): L = 3060 мм.

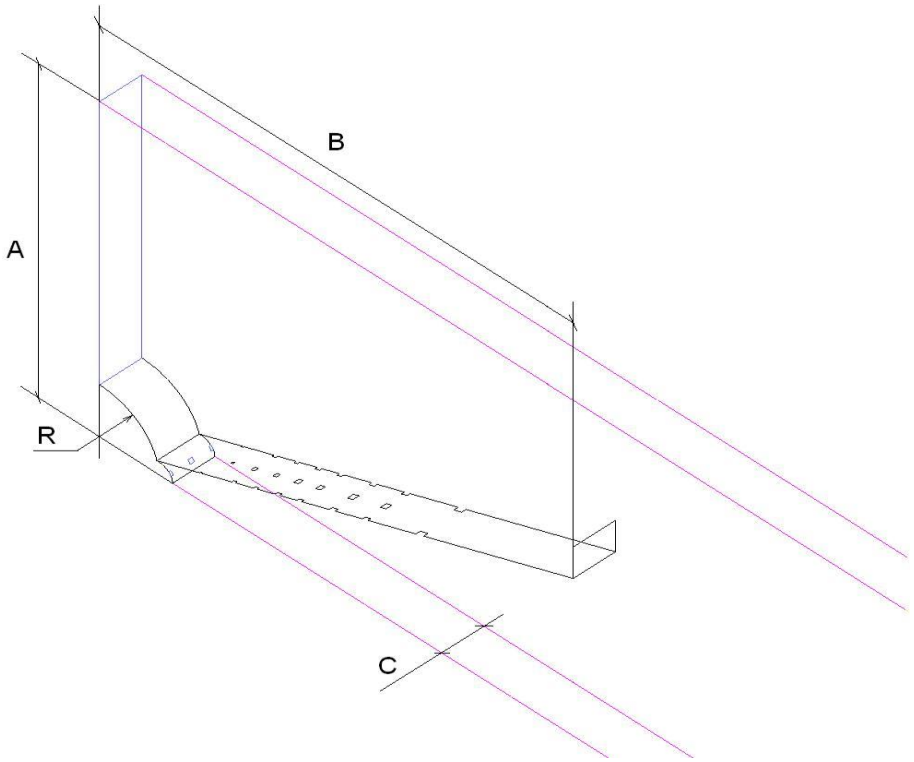


Рис. 2.10. Розрахункова схема рампового пальника

З метою мінімізації ширини періодично повторюваного фрагмента кроки між перфораційними отворами в моделі пальника були змінені з 20 мм на 18 мм, з 10 на 9 мм і з 17 на 18 мм. Це забезпечило можливість скоротити ширину періодично повторюваного фрагмента до С = 18 мм. При цьому пористість стабілізатора (відношення сумарної площі отворів перфорації в кожному ряду до площі поверхні стабілізатора) збережена незмінною за рахунок відповідної зміни розмірів перфораційних отворів. Форма перфораційних отворів також змінена з круглої на квадратну для полегшення побудови розрахункової сітки.

Розрахунок розмірів отворів зведена в табл. 3.3 і виконано з рівнянь:

$$n_i = L/\delta_i, \qquad (2.1)$$

$$F_i = \pi d_i^2/4, \quad (2.2)$$

$$F_{i\Sigma} = n_i \cdot F_i, \quad (2.3)$$

$$n_{1i} = L/F_i, \quad (2.4)$$

де n_i - фактична кількість отворів в *i*-му ряду періодично повторюваного фрагмента пальника; L - фактична ширина періодично повторюваного фрагмента пальника; δ_i - крок між отворами в *i*-му ряду оригіналу пальника; F_i - площа одного отвору в *i*-му ряду оригіналу пальника; d_i - діаметр круглого отвору в *i*-му ряду оригіналу пальника; $F_{i\Sigma}$ - сумарна площа отворів в *i*-му ряду оригіналу пальника; n_{li} - кількість отворів в *i*-му ряду моделі пальника.

Розрахункова область являє собою паралелограм шириною С = 18 мм, висотою А = 160 мм і довжиною 1600 мм, що включає дзеркально симетричну половину періодично повторюваного фрагмента моделі пальника (рис. 2.10). Синім кольором показана вхідна межа розрахункової області, вихідна межа не відображено.

Розрахункова сітка (197353 комірок) представлена на рис. 2.11.

Для отримання вихідних даних був проведений попередній розрахунок.

Як прототип був обраний повітронагрівач газовий змішувальний ВГС-1,0, для якого згідно з паспортом Б853.000ПС номінальна витрата газу становить 100 м^3/год, а номінальна теплова потужність - 1,0 МВт.

Знайдемо витрату повітря на вході в розрахункову область з рівняння теплового балансу

$$Q' = G_\Sigma \cdot c_p \cdot \Delta T, \quad (2.5)$$

де Q' – теплова потужність (теплопродуктивність) повітронагрівача; G_y - масова витрата повітря через пальник, який в загальному випадку включає витрати повітря G_1, що пройшов через перфорацію, витрати повітря G_2, що пройшов через простір між стабілізаторами, і витрати повітря G_3, що

ежектується ззовні; c_p - питома теплоємність повітря при постійному тиску; ΔT - зміна температури повітря в повітронагрівачі.

Таблиця 2.3. Результати розрахунку розмірів отворів моделі пальника

i	d_i	F_i, мм^2	δ_i, мм	δ_{1i}, мм	n_i	$F_{i\Sigma}$, мм^2	n_{1i}	F_{1i}, мм^2	a_{1i}, мм
1	1	0,7854	20	18	153	120,17	170	0,7069	0,8408
2	1	0,7854	20	18	153	120,17	170	0,7069	0,8408
3	2	3,1416	10	9	306	961,33	340	2,8274	1,6815
4	2	3,1416	10	9	306	961,33	340	2,8274	1,6815
5	2,5	4,9088	10	9	306	1502,1	340	4,4179	2,1019
6	2,5	4,9088	10	9	306	1502,1	340	4,4179	2,1019
7	3	7,0686	10	9	306	2163,0	340	6,3617	2,5222
8	3	7,0686	10	9	306	2163,0	340	6,3617	2,5222
9	4	12,566	17	18	180	2262,0	170	13,306	3,6477
10	2	3,1416	9	9	340	1068,1	340	3,1416	1,7725

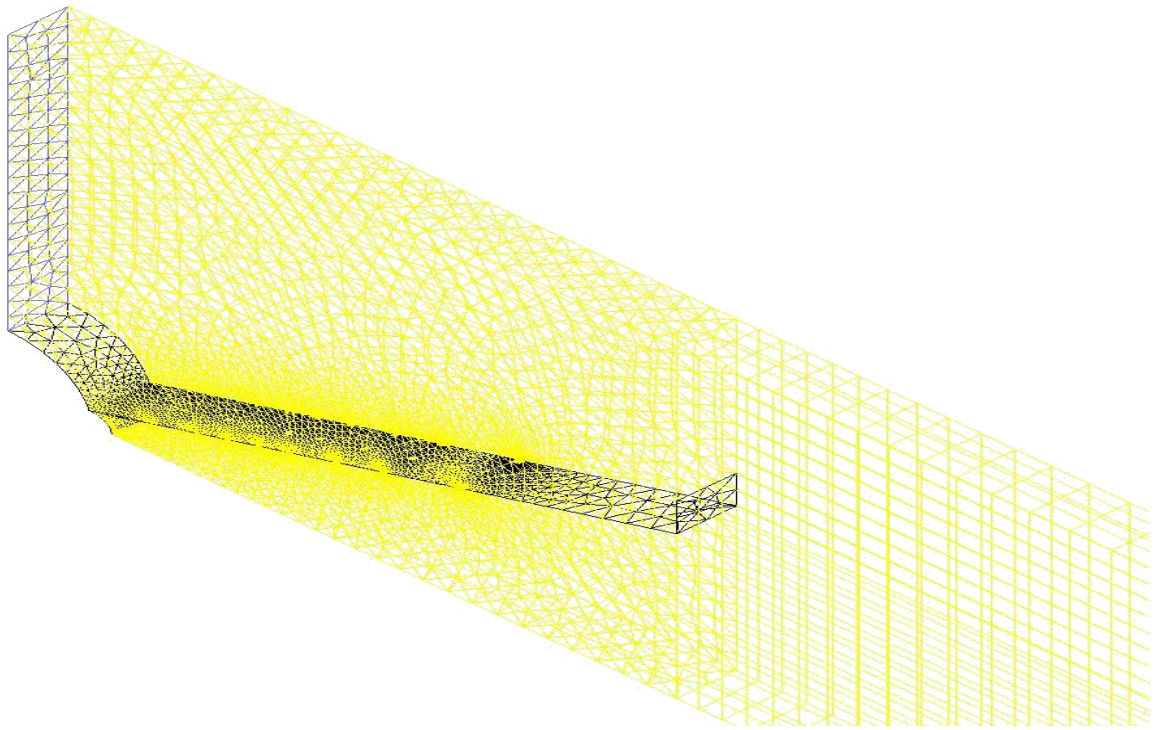


Рис. 2.11. Розрахункова сітка

Одним з можливих варіантів експлуатації повітронагрівача є випадок, коли все повітря, що нагрівається, проходить тільки через поперечний переріз пальника, т. є. $G_3 = 0$. Тоді рівняння (2.5) набуде вигляду

$$Q^{\cdot} = (G_1 + G_2) \cdot c_p \cdot \Delta T \tag{2.6}$$

Підставивши чисельні значення $\Delta T = 50^0$C, $Q^{\cdot} = 1$МВт, $c_p = 1000 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{с}}$ в рівняння (2.6), отримаємо

$$10^6 = (G_1 + G_2) \cdot 1000 \cdot 50,$$

звідки

$$G_1 + G_2 = 20. \tag{2.7}$$

Розрахункова область становить *k*-ю частину оригіналу рампового пальника

$$k = \frac{S_1}{S_2}, \tag{2.8}$$

де $S_1 = 18 \cdot 90 = 1620$ мм^2 – проекційна площа стабілізатора в моделі пальника (знаходимо за розрахунковою області); $S_2 = 944350$ мм^2 - проекційна площа стабілізаторів в оригіналі пальника (знаходимо за кресленням)

$$k = \frac{1620}{944350} = 0{,}001715.$$

Помноживши масову витрату повітря через повітронагрівач на коефіцієнт *k*, отримаємо масову витрату повітря на вході в розрахункову область

$$(G_1 + G_2) = 20 \cdot k = 20 \cdot 0{,}001715 = 0{,}0343. \tag{2.9}$$

Відповідно до рівняння нерозривності

$$\frac{G_2}{G_1} = \frac{F_2}{F_1}, \tag{2.10}$$

де $F_{i\Sigma} = 6{,}91 \cdot 10^{-5}$ м^2 – сумарна площа перфораційних отворів моделі пальника, $F_2 = 1260 \cdot 10^{-6}$ м^2 – площа прохідного перетину між стабілізаторами полум'я в моделі пальника.

Вирішивши систему рівнянь (2.9) і (2.10)

$$\begin{cases} (G_1 + G_2) = 0{,}0343 \\ \frac{G_2}{G_1} = \frac{F_2}{F_1} = \frac{1260 \cdot 10^{-6}}{69{,}14 \cdot 10^{-6}} = 18{,}22 \end{cases} \tag{2.11}$$

в результаті отримуємо: G_1=0,00178 кг/с; G_2=0,0325 кг/с; G_Σ=0,03428 кг/с.

Вихідні дані розрахунку наведені в табл. 2.4. Результати розрахунку наведені в табл. 2.5 і на рис. 2.12 – 2.14.

Таблиця 2.4. Вихідні дані для розрахунку

Параметри	Варіант 1	Варіант 2	Варіант 3
Склад паливного газу, % (об.):			
метан	100,0	38,6	38,6
кисень	-	13,4	13,4
азот	-	48,0	48,0
Масова витрата паливного газу, кг/с	3,183e-05	3,183e-05	12,732e-05
Температура паливного газу, К	293	293	293
Масова витрата повітря, кг/с	0,03428	0,03428	0,03428
Температура повітря, К	263	263	263

Таблиця 2.5. Середньомасові параметри газу на виході з пальника

Параметри	Варіант 1	Варіант 2	Варіант 3
Швидкість, м/с	11,0	9,5	11,2
Температура, К	311	275	311
Масова частка CH_4	2,899042e-15	7,487246e-21	1,975411e-15
Масова частка O_2	0,2279308	0,2309631	0,2279358
Масова частка CO	8,681544e-14	3,533264e-19	5,944068e-14

Масова частка CO_2	0,002660474	0,0006842518	0,002674119
Масова частка H_2O	0,002178072	0,0005601522	0,002189221
Масова частка N_2	0,7672306	0,7677925	0,7672009
Масова частка NO	5,166117e-07	3,786887e-09	6,164769e-07

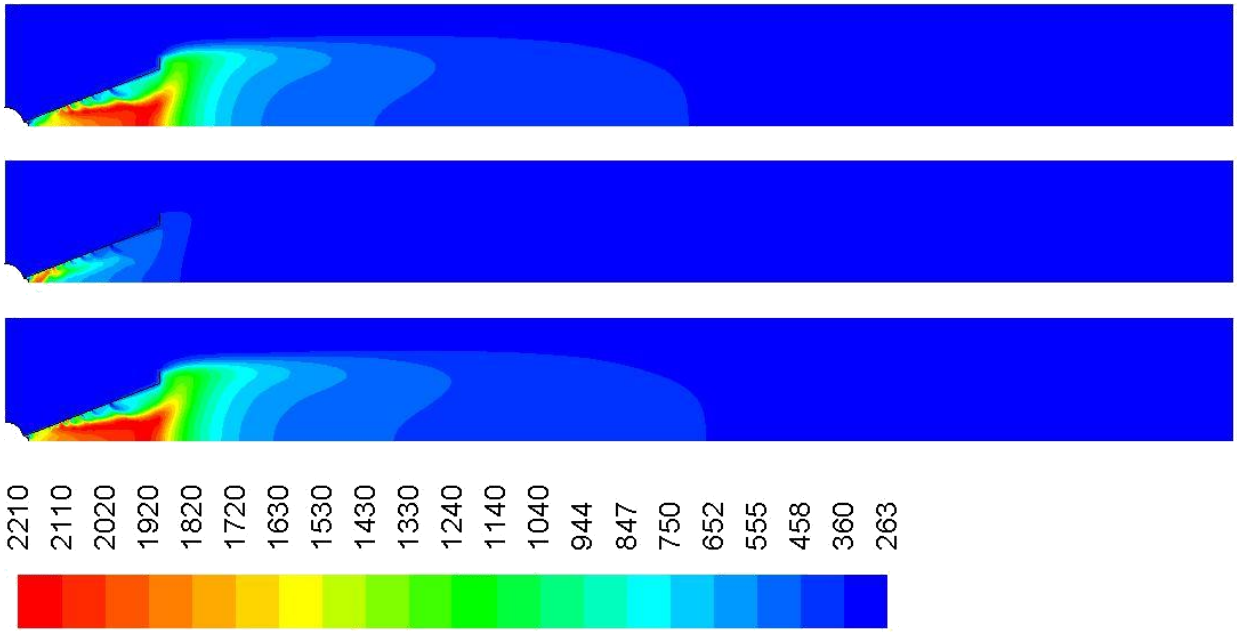


Рис. 2.12. Температура газу (К) в поздовжній площині пальника. Зверху донизу варіанти: 1, 2, 3.

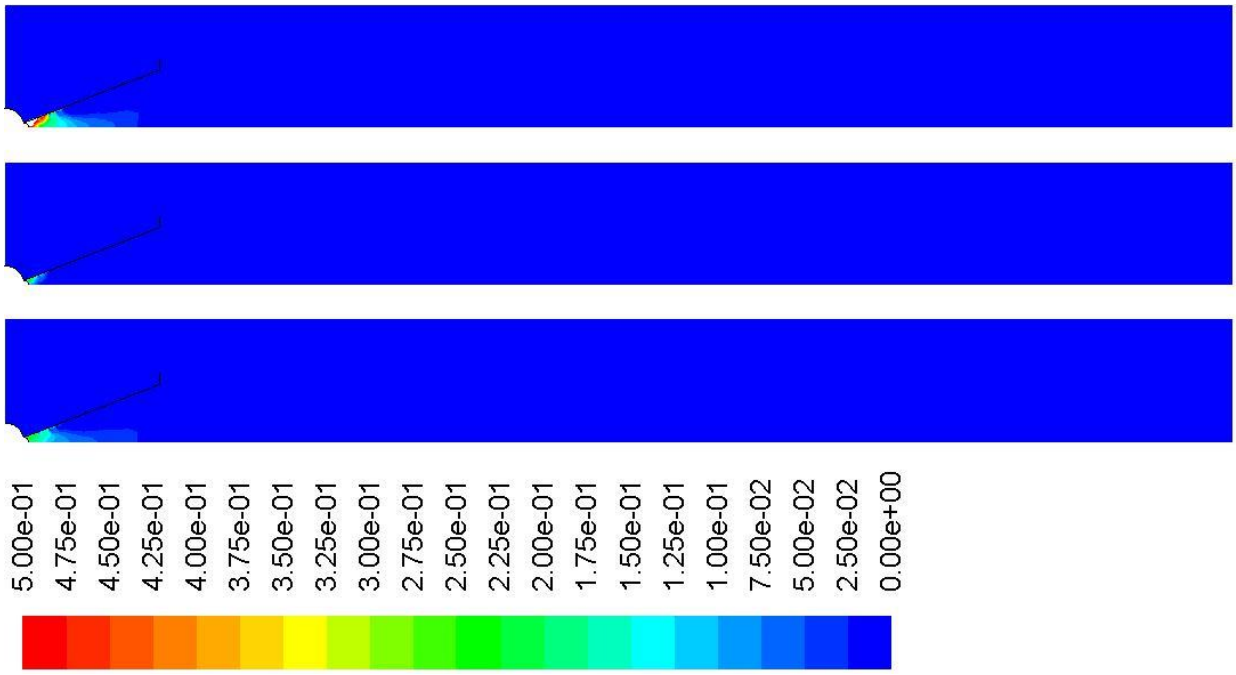


Рис. 2.13. Масова частка CH_4 в поздовжній площині пальника. Зверху донизу варіанти: 1, 2, 3.

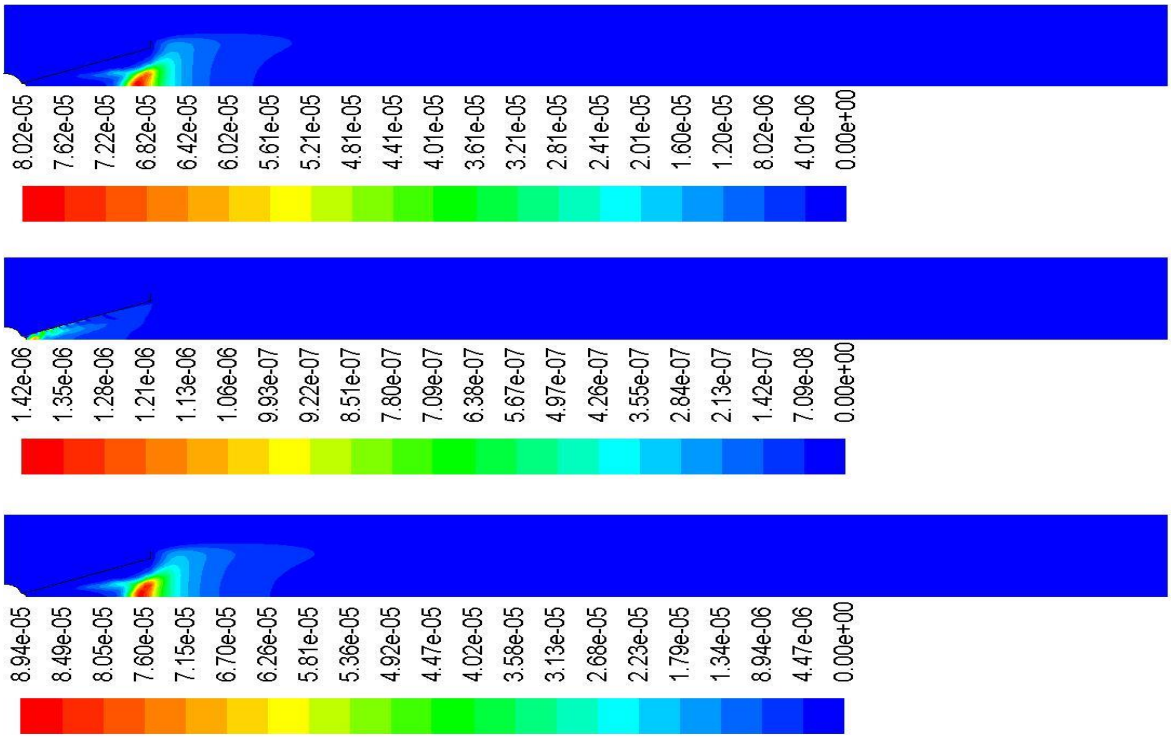


Рис. 2.14. Масова частка NO в поздовжній площині пальника. Зверху донизу варіанти: 1, 2, 3.

Таким чином підтверджена можливість використання рампового пальника при спалюванні метану і шахтного газу в повітронагрівачах. При цьому можливо стійке горіння і виконання необхідних екологічних вимог.

3 АНАЛІЗ ПРОЦЕСІВ СПАЛЮВАННЯ НИЗЬКОСОРТНИХ ТВЕРДИХ ПАЛИВ

3.1 Спалювання низькосортних твердих палив і відходів вуглезбагачення в топках з киплячим шаром

Спалювання кам'яного вугілля, високозольних антрацитів і тощого вугілля раніше широко вивчалось. Однак, достатнього досвіду спалювання відходів даних типів вугілля в даний час немає. Недостатньо розроблені процеси паливопідготовки, питання організації процесу горіння, не досліджені кінетичні характеристики палив і технологічні характеристики їх спалювання.

В енергетичних котлах спалюються антрацитовий штиб (W_t^r=9,2÷9,9%, Ad=24,5÷26,6%), вугілля марки Т (W_t^r=8,7÷8,2%, Ad=24,5÷26,2%), газове і довгополум'яне вугілля (W_t^r=9÷10,4%, Ad=25,8÷28,8%) Львівсько-Волинський газове вугілля (W_t^r=7,9÷9,8%, Ad=29,3÷31,1%). Відходи видобутку і збагачення вугілля поділяються на дві групи: сухі відходи і відходи мокрого збагачення.

Ресурсна база по відходам на території України складається з 3 млрд. т. сухих відходів видобутку і збагачення вугілля.

Відходів мокрого збагачення накопичено 160 - 200 млн. т, з них понад 94% - в шламовідстійниках і мулонакопичувачах.

Таким чином, близько 50 - 70 млн. т у.п. вологих відходів збагачення антрацитів і кам'яного вугілля і близько 50 млн. т у.п. сухих відходів антрациту можуть використовуватися в якості додаткового палива.

Проблемою організації спалювання відходів мокрого збагачення є висока вологість початкового шламу. Рішеннями подачі палива вологого шламу є виготовлення водовугільної суспензії і сушка шламу. Висока зольність сухих відходів, що досягає 60 - 65%, вимагають їх збагачення.

Дослідження кінетичних характеристик горіння різного вугілля дозволили встановити, що для ряду вугілля марок А-Т-Г-Д-Б, значення K_o зростають, а E_a - зменшуються, що призводить до зростання реакційної здатності вугілля.

Застосування відходів сухого і мокрого збагачення потребують вирішення проблем, пов'язаних з високою зольністю сухих відходів, дрібним розміром частинок ($d_ч$ < 0,1мм) шламів і високою вологістю (W_t = 16 - 33%).

Частки розміром 0,1 - 1,0 мм складають близько 40%. Частки розміром менше 0,1 мм складають 60 - 90%.

Дослідження показали, що швидкість винесення частинок шламу на 15 - 25% нижче, ніж швидкість винесення частинок вугілля. При цьому, швидкість вигоряння у шламів в 1,75 - 2,5 рази вище, ніж у вугілля тих же марок.

При спалюванні сухих відходів антрацитового штибу при температурі 850 - 880 ^oC викиди склали NO_x< 200 мг / м^3, SO_2 < 400 мг / м^3.

Спалювання шламових відходів гранулометричного складу (0 - 0,05 мм) 60 - 85% і попереднім повітряним сушінням (до 12 - 15%) показує труднощі організації процесу через велику кількість дрібних фракцій. При температурі киплячого шару 850^oC рівень викидів NO_x склав 250 - 300 мг/м^3, механічний недопал дрібних частинок збільшується через їх винесення. При підвищенні температури шару до 900^oC ступінь випалювання шламу підвищується до 90%.

Спалювання сухих відходів кам'яного вугілля (антрациту) доцільно поточного виробництва.

Відзначено більш вузький діапазон регулювання температури в порівнянні з вугіллям (рис. 3.1).

Шламові відходи з зольністю A^d = 45 - 65%, висушені до W^r = 10%, можуть бути використані для спалювання в киплячому шарі.

При спалюванні твердих, рідких і газоподібних палив в котельних установках в продуктах згоряння містяться шкідливі домішки - оксиди азоту та сірки. Спалювання палив в киплячому шарі дозволяє зменшити шкідливі викиди. Однак у складі твердих палив міститься значна кількість золи і вологи, що викликає певні проблеми при їх спалюванні.

Одним із способів зниження викидів NO_x як при факельній спалюванні, так і при спалюванні палив в киплячому шарі, є поетапне спалювання шляхом зниження коефіцієнта надлишку повітря ($\alpha_в$).

При цьому зниження $\alpha_в$ в порівнянні з розрахунковим значенням і, відповідно, концентрації кисню в киплячому шарі в процесі спалювання палива призводить до збільшення концентрації оксидів вуглецю CO на виході з шару і збільшення вмісту горючих в дрібних твердих частинках, що буря з шару і тому необхідно подавати вторинне повітря в надшаровий простір в такій кількості, яке забезпечувало спалювання CO і горючих в віднесенні. Температура в надшаровому просторі повинна бути досить висока (вище 850...870^{o}C), що забезпечить значне зниження хімічного недопалу. Відомо, що зниження первинного повітря $\alpha_в$ до 0,7...0,8 призводить до зниження концентрації оксидів азоту до значень 140...180 мг/м^3, що в 1,5...1,7 рази нижче, ніж при спалюванні палива з розрахунковим коефіцієнтом надлишку повітря $\alpha_в$.

Лабораторні та дослідно-промислові дослідження на опалювальних котлах Донецької області показали наступні результати.

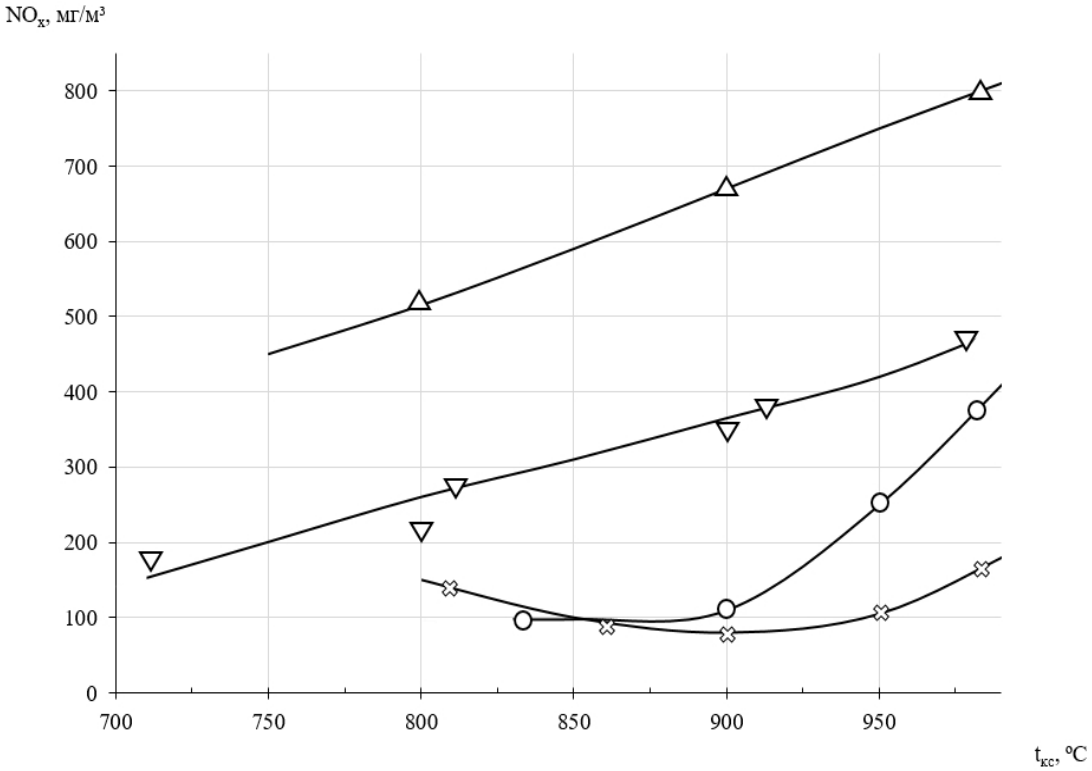


Рис. 3.1. Залежність концентрації NO_x від температури киплячого шару:

О – ВВС шламу донецького вугілля марки T_j;

Х – ВВС шламу донецького вугілля марки АШj $\alpha_в$ = 1,05…1,10;

Δ - розрахунок;

▽ - котли ДКВР 10/13 и КВФ - 4,65 – 95 паливо – промпродукт К.

Зниження викидів оксидів азоту в значній мірі залежать від температури киплячого шару (рис. 3.1). У діапазоні температур 850...900^{o}C спостерігаються найменші викиди оксидів азоту. Однак при зміні теплового навантаження котельні установки температура киплячого шару підтримується на необхідному рівні шляхом подачі в шар додаткової кількості вугілля і збільшення висоти шару, що викликає збільшення витрати повітря і значень коефіцієнта надлишку повітря до 2...4. При таких значеннях $\alpha_в$ викиди NO_x спочатку збільшуються, а потім знижуються, але збільшуються теплові втрати q_2. В даному випадку ефективним є регулювання температури киплячого шару розміщенням в шарі занурених поверхонь теплообміну.

Викиди SO_2 при підвищенні температури киплячого шару вище 950^{0}C

також збільшуються (рис. 3.2). Зв'язування оксиду сірки можливо внесенням в шар добавок, наприклад, вапняку. Однак, при цьому через дрібного фракційного складу вапняку (частки розміром 0,5 мм) зростають викиди пилоподібних частинок і спостерігається збільшення теплових втрат q_4.

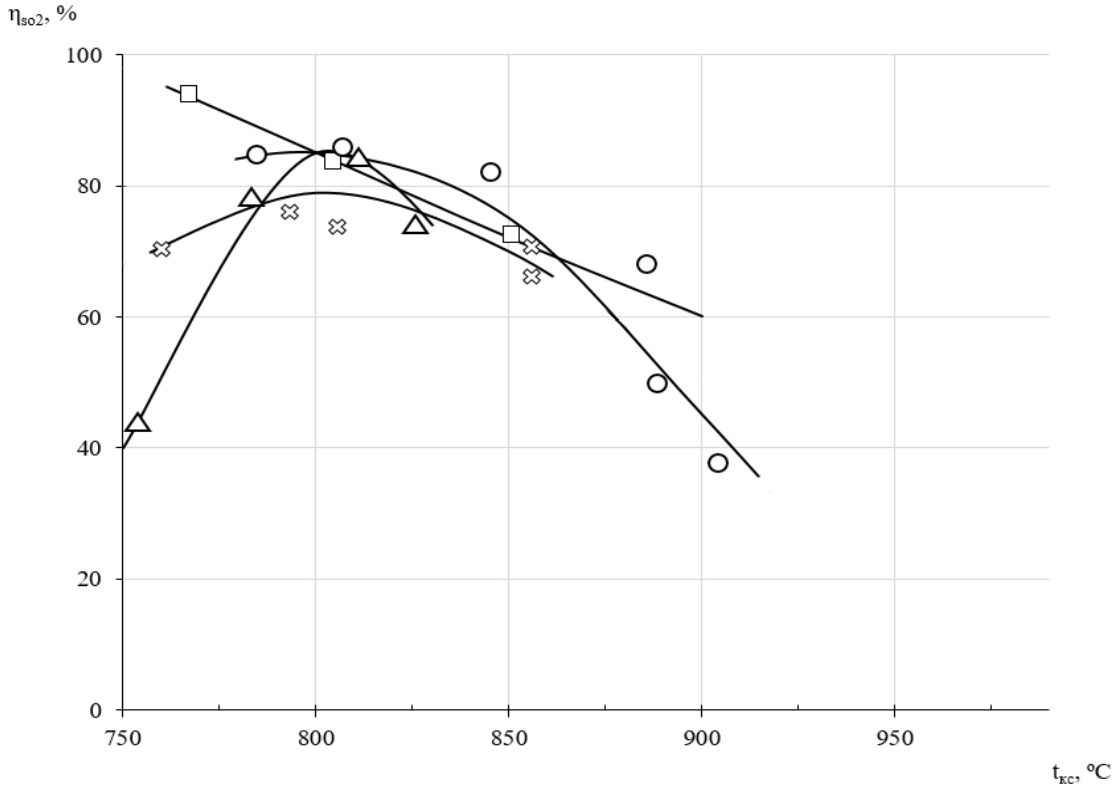


Рис. 3.2. Ступінь уловлювання SO_2 від температури киплячого шару:
х – відходи збагачення донецького вугілля марки Т, S^P = 2,8 %;
Ca/S = 1,5…2,0;
О – донецьке вугілля марки $АШ_j$ S^P = 1,7%;
Δ - дані [336], Ca/S = 2,2;
□ – вугілля Чехії, S^P=0,97%; Ca/S = 3,44.

Спалювання водовугільних суспензій твердих палив в киплячому шарі показує досить низькі значення шкідливих викидів в продуктах згоряння (рис. 3.3 - 3.4).

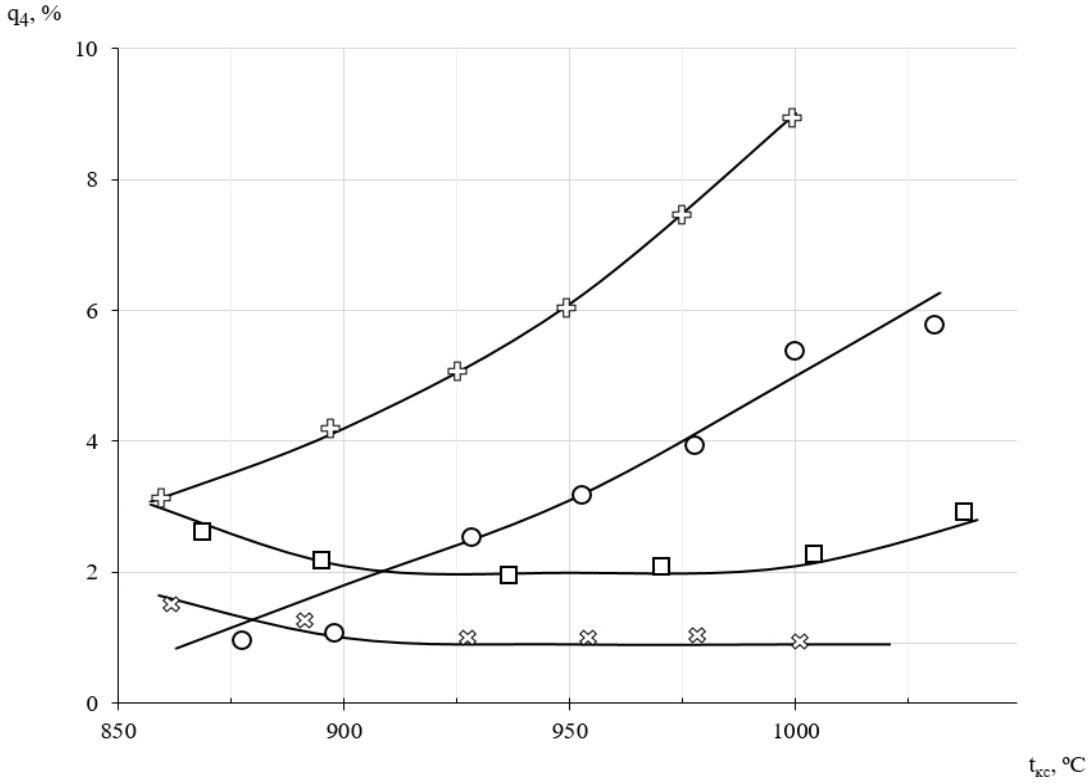


Рис. 3.3. Вплив температури киплячого шару на механічний недопал:

+ - донецьке вугілля марки $Т_j$;

о – донецьке вугілля марки $АШ_j$;

□ – ВВС шламу донецького вугілля марки $Т_j$;

х – ВВС шламу донецького вугілля марки $АШ_j$

Розподіл горючих по фракціям виносу показує, що 15...25% горючих міститься в віднесенні частинок діаметром 0...250 мкм, в частинках більших (діаметр 1...3 мм) горючих міститься близько 8...10%.

Зі збільшенням температури киплячого шару частка горючих в віднесенні зменшується для великих часток до 5...8%.

Втрати теплоти з механічним недопалом q_4 в значною мірою визначаються фракційним складом палива.

На частку дрібнофракційного складу (0...250 мкм) припадає 60...80% теплових втрат q_4. Зі збільшенням розміру часток до 1,5...3 мм втрати теплоти зменшуються до 1...3%.

При збільшенні температури киплячого шару втрати q_4 збільшуються.

Залежно від розміру часток вугілля швидкість продуктів згоряння визначає величину втрат. Так при спалюванні дрібнодисперсних частинок (d_m < 0,8мм) зі збільшенням швидкості газів втрати збільшуються, при спалюванні великих часток ($d_т$ = 1 - 2 мм) зміна швидкості в діапазоні 1,5 - 2,5 м/с мало впливає на величину втрат . При спалюванні окатишів вугілля $d_т$ = 10 – 12 мм при одноразовому поверненні винесення втрати знижуються до 3,5 - 4%.

Втрати теплоти з хімічним недопалом q_3 (рис. 3.4) при спалюванні ВУС шламу донецького вугілля марки Т становить 8...12% при значенні коефіцієнта надлишку повітря $\alpha_в$ = 1,0...1,05; при збільшенні $\alpha_в$ до 1,2 ... 1,3 втрати теплоти зменшуються до 2...3%.

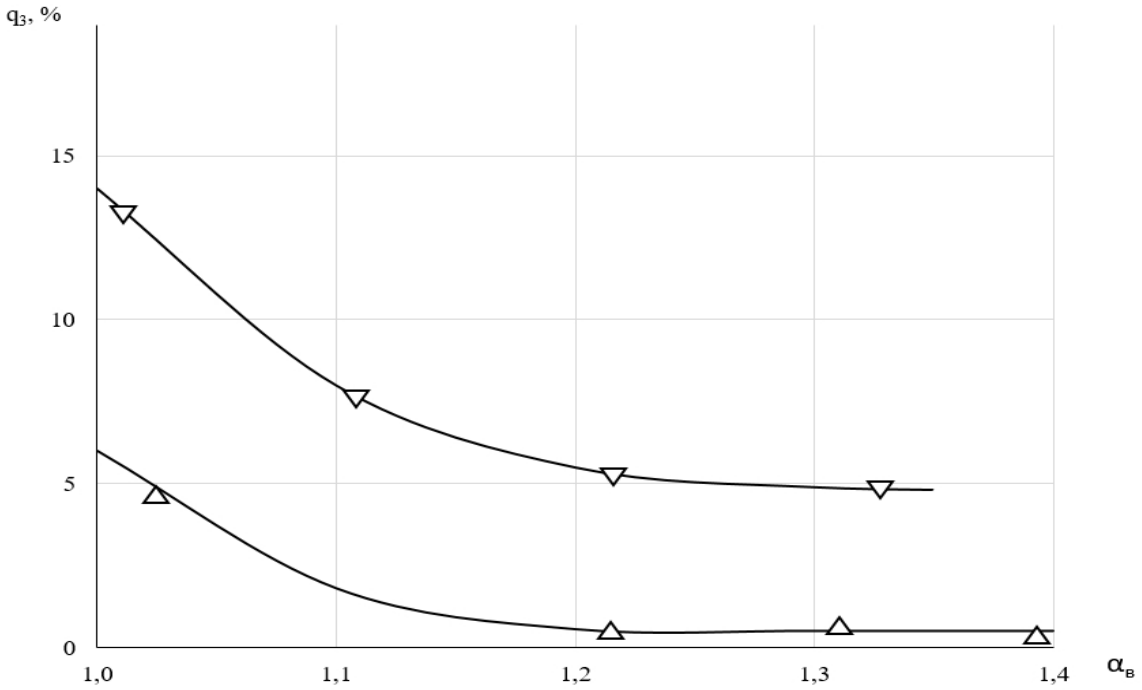


Рис. 3.4. Залежність хімічного недожога q_3 від коефіцієнту надлишку повітря:

Δ - ВУС шламу донецького вугілля марки $Т_j$, W^P = 50%, $t_{кш}$ = 10000˚С;

▽ - донецьке вугілля марки $Т_j$, $t_{кш}$ = 900…9500˚С.

Таким чином, величина теплових втрат q_3 зменшується зі збільшенням коефіцієнта надлишку повітря $\alpha_в$.

Так при $\alpha_в$ більше 1,3 теплові втрати q_3 складають близько 0,3...0,6%. З підвищенням температури киплячого шару до значень 950...970°С при спалюванні водовугільної суспензії вологістю 45...50% втрати q_3 практично відсутні.

На рис. 3.5 наведені узагальнені дані по тепловим втратам q_3 та q_4, отримані в даній роботі і дані інших авторів.

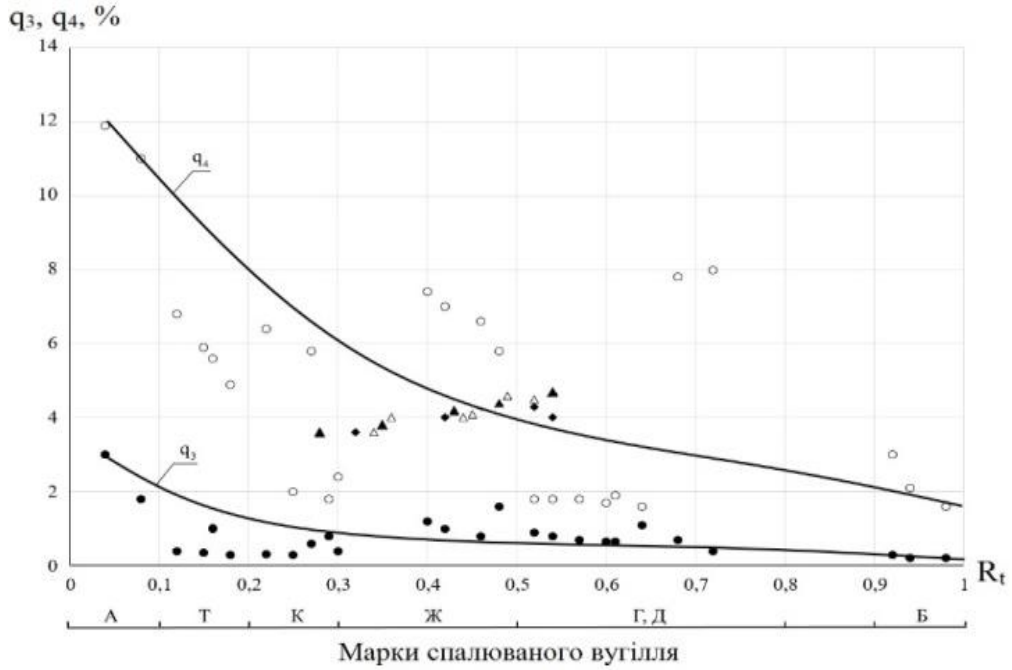


Рис. 3.5. Залежність втрат теплоти q_4 та q_3 від теплопродуктивності котла:
△ – ДКВР-10/13 (паровий режим, Q_H^P = 3380 ккал/кг);
○ – КЕ-10/14, Q_H^P = 4424 ккал/кг;
▽ – ДКВР-10/13 (водогрійний режим, Q_H^P=4260 ккал/кг).

На рис. 3.6 наведені результати вимірювання концентрації NO_x і CO при ступінчастою подачі повітря в киплячий шар топки котла КВФ-4,65-95.

Як видно, спостерігається різке зниження концентрації NO_x і CO при ступінчастої подачі повітря в шар і надшаровий простір топки в співвідношенні 0,8 і 0,3. Важливим фактором є вибір співвідношення часток вторинного, третинного і т. д. кількостей повітря, що подаються в топку.

Таким чином, показано, що при спалюванні твердих палив в топках з киплячим шаром, в тому числі низькосортного вугілля, шламів відходів збагачення і водовугільних суспензій, викиди шкідливих домішок суттєво знижуються.

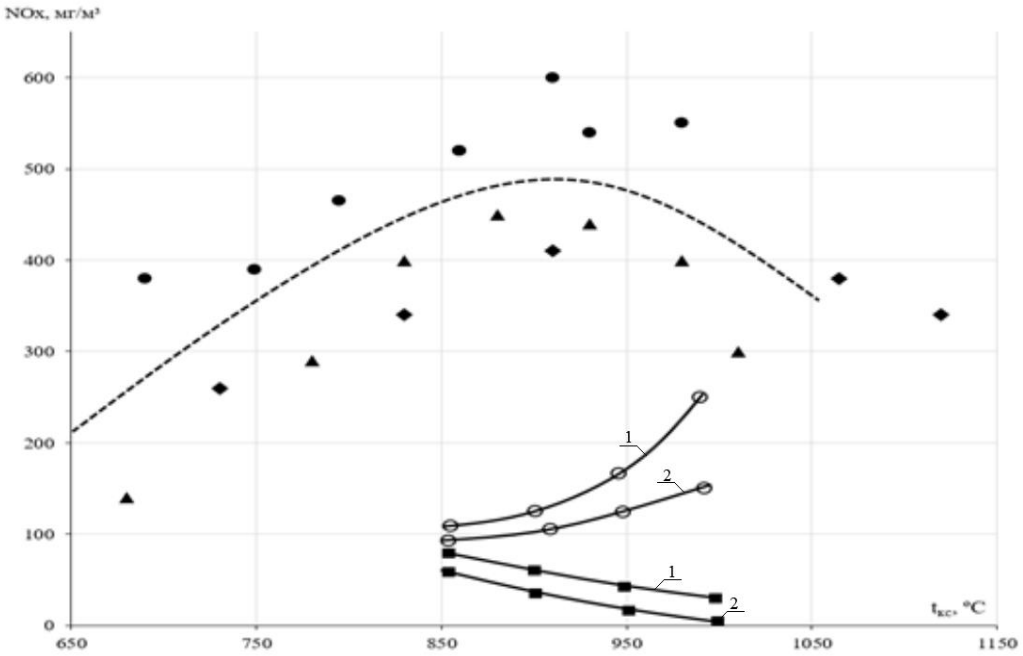


Рис. 3.6. Залежність концентрації NO_x і CO від температури киплячого шару:

o – NO_x;

■ – CO; 1, 2 – відповідно до циклону і після;

● – ДКВР-10/13 (Горлівка, шахта ім. Румянцева, продукт «К»);

▲ – КЕ-10/14 (Горлівка, шахта ім. Румянцева, продукт «К»);

◆ – КВФ-5,4-95 (Луганська обл., шахта «Известия», продукт АШ).

З результатів розрахунку η_o для різних α, A^P, W^P можуть бути оцінені значення α, необхідні для підтримки оптимального теплового режиму і граничні значення зольності A^P і вологості W^P палива, що допускають його використання в топках КШ (підтримання автотермічного режиму горіння при малих надлишках повітря при $\eta_o = 0$).

Залежно від параметрів шару і способу регулювання в діючих топках КШ досягаються значення q = 1,0 ÷ 2,5, МВт/м^2, тобто на 60 - 100% вище, ніж значення q для механізованих шарових топок і на 25 - 50 % вище, ніж в топках з ланцюговою решіткою (рис. 3.7). Теплові навантаження одиниці об'єму топки КШ (з урахуванням надшарового простору) складають 0,3 ÷ 0,5 МВт/м^3, тобто вище величини q при спалюванні пилоподібного палива в факелі (q = 0,21÷ 0,26, МВт/м^3 для котлів продуктивністю 25-50 т/год).

Особливості низькотемпературного спалювання вугілля в топках КШ визначають можливість використання в них низькоякісних палив, відведення до 50% теплоти реакцій в обсязі шару і досягнення підвищених теплових напружень.

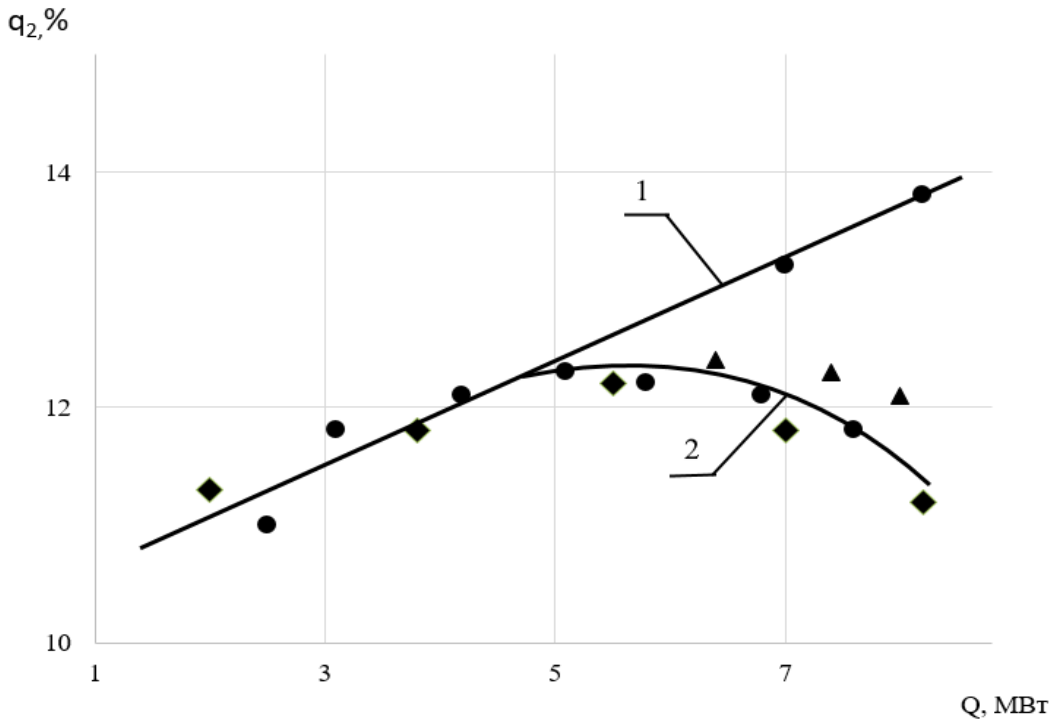


Рис. 3.7. Залежність втрат теплоти q_2 від теплопродуктивності котла:

▲ - ДКВР-10/13 (паровий режим, Q_H^P = 3380 ккал/кг);

● - КЕ-10/14. Q_H^P = 4424 ккал/кг;

◆ – ДКВР (водогрійний режим; Q_H^P = 4260 ккал/кг; 1 - без занурених поверхонь нагріву; 2 -з зануреними поверхнями).

Зміст пов’язаного азоту в Донецьких вугіллі сягає 1,5%. Встановлено, що до 80% цього азоту приходить NO_x. Проведені вітчизняні та зарубіжні дослідження показали, що при спалюванні палива в КШ інтенсивність виділення NO_x з палива приблизно в 2 рази вище, ніж при шаровому спалюванні. Однак, низький температурний рівень в КШ різко знижує ступінь окислення азоту повітря, що призводить в цілому до зменшення виходу NO_x в топках КШ у порівнянні з топками для шарового спалювання.

Виконані вимірювання показали, що температурна область роботи топок з КШ є оптимальною для зв’язування сірки оксидами кальцію і магнію, що містяться в мінеральній частині палива. Тому, навіть без добавки доломіту чи вапняку вловлюється до 80% окислів сірки.

У зв’язку з підвищеними швидкостями в топковому об’ємі викиди твердих речовин в атмосферу при використанні КШ значно вище, ніж при шаровому спалюванні. Тому при проектуванні необхідно передбачати двоступеневе газоочищення.

Проведені аналізи (табл. 3.1) показують, що котли з НТКШ завдають меншої шкоди навколишньому середовища, ніж топки з шаровим спалюванням.

Таблиця 3.1. Значення викидів до атмосфери забруднюючих речовин

Забруднюючі речовини	Викиди в атмосферу, г / с				Зменшення викидів при заміні шарової топки НТКШ, г/с
	Одноступінчата газоочистка		Двоступенева газоочистка після топки НТКШ		
	Топка ТЛЗ	Топка НТКШ	Розрахунок	Факт.	
Тверді частинки	1,0	11,1	0,33	0,328	0,672
Оксиди сірки (SO_2)	24,0	8,85	8,85	2,56	21,44
Оксиди вуглецю (CO)	8,28	6,73	6,73	2,36	5,92
Оксиди азоту (NO_x)	2,06	1,3	1,3	1,45	0,61

Збагачення сухих відходів шляхом відсіву дрібних фракцій 0 - 25 мкм, спалювання шламів можливо при сушінні до W^r = 10% з агломерацією частинок і укрупненням шламового палива. Шламові відходи з зольністю до A^d = 35 - 45% можуть бути використані у вигляді водовугільної суспензії.

Встановлено, що механічні втрати від винесення частинок при спалюванні шламових відходів нижче, ніж для вугілля тієї ж марки.

Встановлено, що температура киплячого шару впливає на ефективність спалювання шламових відходів: для шламів антрациту $t_{кш}$ = 850 - 920 ^oC при ступені конверсії вуглецю близько 90%; викиди SO_2 < 200 мг/м^3; $NO_x \leq$ 200 мг/м^3; для шламів газової групи Донецького басейну: $t_{кш}$ = 800 - 850^oC; при ступені конверсії вуглецю понад 90%; викиди SO_2 < 300 мг/м^3; NO_x < 200 мг/м^3.

3.2 Спалювання водовугільних суспензій донецького вугілля в киплячому шарі

Зниження якості вугілля призвело до збільшення обсягів вуглезбагачення і зростання виходу відходів. Отримання відходів вуглезбагачення становить від 5 до 60%. При цьому, зміст горючих в відходах становить 25 - 50%.

Факельне спалювання високозольних і вологих відходів в камерних топках пов'язано з рядом труднощів (зниження температури в ядрі факела, затягування процесу горіння).

Водовугільні суспензії - це висококонцентровані дисперсні системи, що представляють собою рівноважні суміші дрібних частинок вугілля і води.

Присутність води визначає напрямок і параметри процесу горіння. Кількість вологи визначається властивостями і розмірами частинок вугілля. В процесі випаровування вологи в частці вугілля утворюються пари, які збільшують поверхню реагування, що сприяє більш повному спалюванню вугілля. Температура горіння коксового залишку ВВС на 120 - 150^oC вище температури коксового залишку сухого вугілля.

Наявність води призводить до утворення агломерату паливних частинок, що призводить до уповільнення процесів горіння і знижує повноту згоряння палива.

Викиди NO_x при спалюванні ВВС вологістю до 30% аналогічні викидам при спалюванні сухого вугілля. Дані щодо викидів NO_x суперечливі і вимагають експериментальної перевірки.

У дослідженнях [336] визначено, що лімітуючим фактором для процесу горіння є зміст мінеральних домішок в паливі. При вологості W^r = 50% спалювання ВВС без підігріву повітря можливо при зольності до A^d = 60%.

Експериментальні дослідження проводились зі шламами донецького вугілля. Елементарний склад шламів наведено в табл. 3.2.

Таблиця 3.2. Елементарний склад шламів

Марка палива	W^p,%	A^p, %	V^{daf}, %	S^p, %	C^p, %	H^p, %	N^p, %	O^p, %	Q_c^p, $\frac{ккал}{кг}$
Шлам донецького вугілля марки Г	9,0	34,6	42,0	3,2	44,0	3,1	0,8	5,3	4190
Шлам донецького вугілля марки Т	8,2	35,5	30,0	1,9	45,5	2,9	0,9	3,7	4300

Фракційний склад палива визначається частками з розміром менше 1,0 мм. Частка частинок фракцій 1,0...2,0 мм не перевищує 5...8%. Частинки з розміром більше 2,0 мм перед приготуванням ВВС відсівалися. Зернові характеристики спалюваних шламів показані на рис. 3.8.

Горючі по фракціям донецького вугілля Т розподілені досить рівномірно 50 ... 57%, для шламу донецького вугілля марки Г зміст горючих зі збільшенням розміру вугільних частинок також збільшується до 70...75% (рис. 3.9).

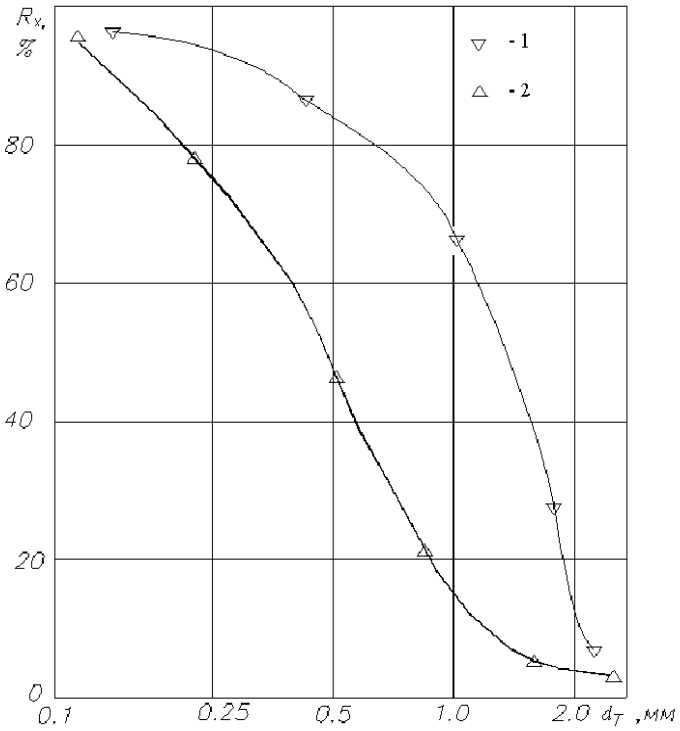


Рис. 3.8. Зернова характеристика палив:

1 - шлам донецького вугілля марки Т; 2 - шлам донецького вугілля марки Г.

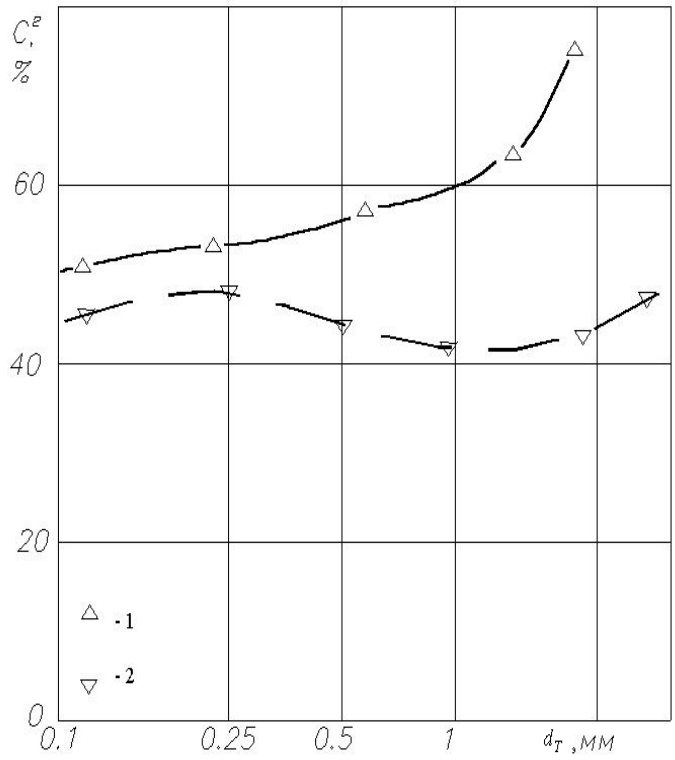


Рис. 3.9. Розподіл горючих по фракціям палива:

1 - шлам донецького вугілля марки Г; 2 - шлам донецького вугілля марки Т.

Однією з характеристик ВВС є її стабільність, тобто здатність зберігати однорідну структуру при тривалому зберіганні. При цьому важливо знати швидкість розшарування ВВС, так і вологість утворювана при відстоюванні осаду. Для цього проводилася серія лабораторних дослідів. Водовугільна суміш заливалася в скляну посудину.

Деякі, доступні в літературі ,результати дослідів показані на рис. 3.10.

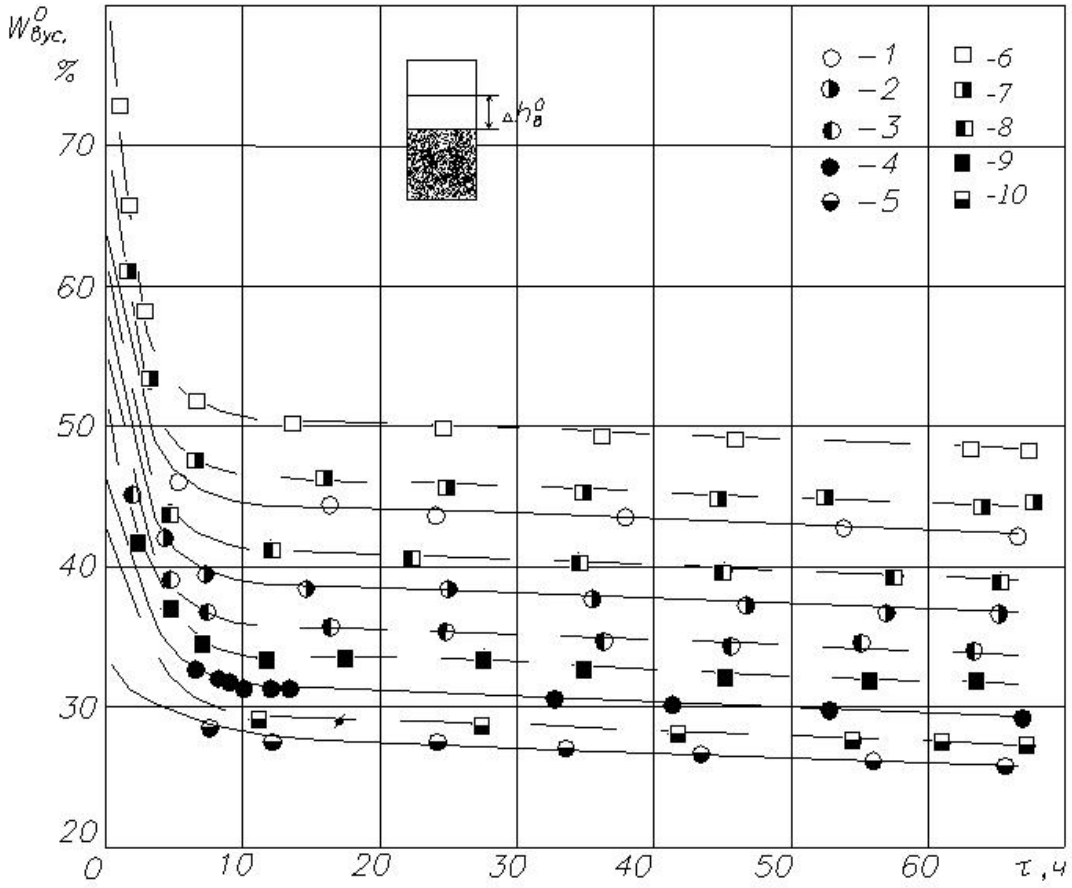


Рис. 3.10. Залежність залишкової вологості ВВС від часу зберігання:
1, 2, 3, 4, 5 - ВВС шламу донецького вугілля марки Т;
6, 7, 8, 9, 10 – ВВС шламу донецького вугілля марки Г;
$W_{ВВС,}$%: 1, 6 – 70; 2, 7 – 60; 3, 8 – 50; 4, 9 – 40; 5, 10 – 25).

Замірялась зміна висоти відстояної води в часі. Залишкова вологість визначалася за формулою

$$W^{p}_{\text{ВВС}} = \frac{W_{\text{ВВС}} - (M^{p}_{в} / M_{\text{ВВС}}) \cdot 100}{1 - (M^{p}_{в} / M_{\text{ВВС}}} . \qquad (3.1)$$

де $W_{\text{ввс}}$ - початкова вологість ВВС, %;

$M_{\text{ВВС}}$ - маса водовугільної суміші, кг,

$M^{o}_{в}$ - маса відстояної води, кг.

Маса відстояної води визначається за формулою

$$\text{M}^{o}_{в} = \rho_{в} \Delta h_{в} \frac{\pi d^2}{4}, \qquad (3.2)$$

де $\Delta h_{\text{в}}$ - висота стовпа відстояної води, м,

d - діаметр сосуда, м,

$\rho_{\text{в}}$ - густина води, кг/м^3.

Як видно, швидкість розшаровування різних палив різна. Більш повільніше розшаровується шлам донецького вугілля марки Г і при цьому має більш високу залишкову вологість 45...50% у порівнянні зі шламом донецького вугілля марки Т. Швидкість розшаровування визначається фракційним складом палива, так шлам донецького вугілля марки Г має дрібніший фракційний склад, його маса складається (75...78%) з частинок розміром менше 0,5 мм; тоді як в шламі донецького вугілля марки Т частка частинок фракцій 0...0,5 мм не перевищує 30...35%.

Найбільш інтенсивно процес розшарування ВВС протікає в перші 5...10 годин. Надалі стабільність ВВС зростає і в наступні 2...3 доби зміна практично відсутня.

3.3 Спалювання водовугільної суміші та відходів мокрого збагачення донецького вугілля марки Г

ВВС шламу донецького вугілля марки Г спалювався в киплячому шарі висотою 300...400 мм, при температурі 750...1000°С, швидкості повітря 1,1...1,5 м/с. ВВС подавалася в шар з паливного бака, подавалася на поверхню киплячого шару, без розпилу. Діапазон зміни вологості ВВС 30...50%.

Аналізуючи фракційний склад винесення можна відзначити, що фракційний склад визначається більш дрібними частками, ніж при спалюванні необводнених донецького вугілля марки Г. Так, в віднесенні часток з розміром менше 0,25 мм близько 90...98%. Результати показують, що фракційний склад уносу залежить від температури киплячого шару і вологості використовуваної ВВС. Так, при спалюванні ВВС вологістю 45...50% частка частинок фракції 0,25...0,50 мм зростає від 3 до 11% при збільшенні температури киплячого шару від 800 до 900°С. При подальшому підвищенні температури киплячого шару до 950...970°С частка цих частинок зменшується до 1,8...2,0%. При зменшенні початкової вологості до 30...35% частка частинок фракції 0,25...0,50 мм зменшується з 20...22% до 8,0...8,7% при збільшенні температури киплячого шару від 750°С до 970°С.

Залежність фракційного складу винесення від температури і вологості ВУС дуже складна і визначається впливом багатьох чинників.

Зміст горючих в віднесенні залежить від температури киплячого шару і діаметра частинок палива. В частинках розміром 0...0,25 мм, $C^{г}_{ун}$ на 3 ... 6% вище, ніж в частинках розміром 0,25...0,50 мм, тобто спалювання більших частинок ефективніше. При спалюванні ВВС вологістю 30...35% зміст горючих в частинках виносу зменшується в порівнянні з ВВС вологістю 45...50%.

Залежність середнього змісту горючих в віднесенні $\hat{C}^{г}_{ун}$ від температури киплячого шару показує (рис. 3.11), що при спалюванні ВВС вологістю 45...50% $\hat{C}^{г}_{ун}$ зменшується з 11,0 до 2,5%. Зменшення вологості спалюваного ВВС до 30...35% призводить до зниження $\hat{C}^{г}_{ун}$ до 1,5...2,5% в діапазоні температур 800...950°С, а при зниженні температур шару 750...780°С $\hat{C}^{г}_{ун}$ збільшується до 5,5...6,3%.

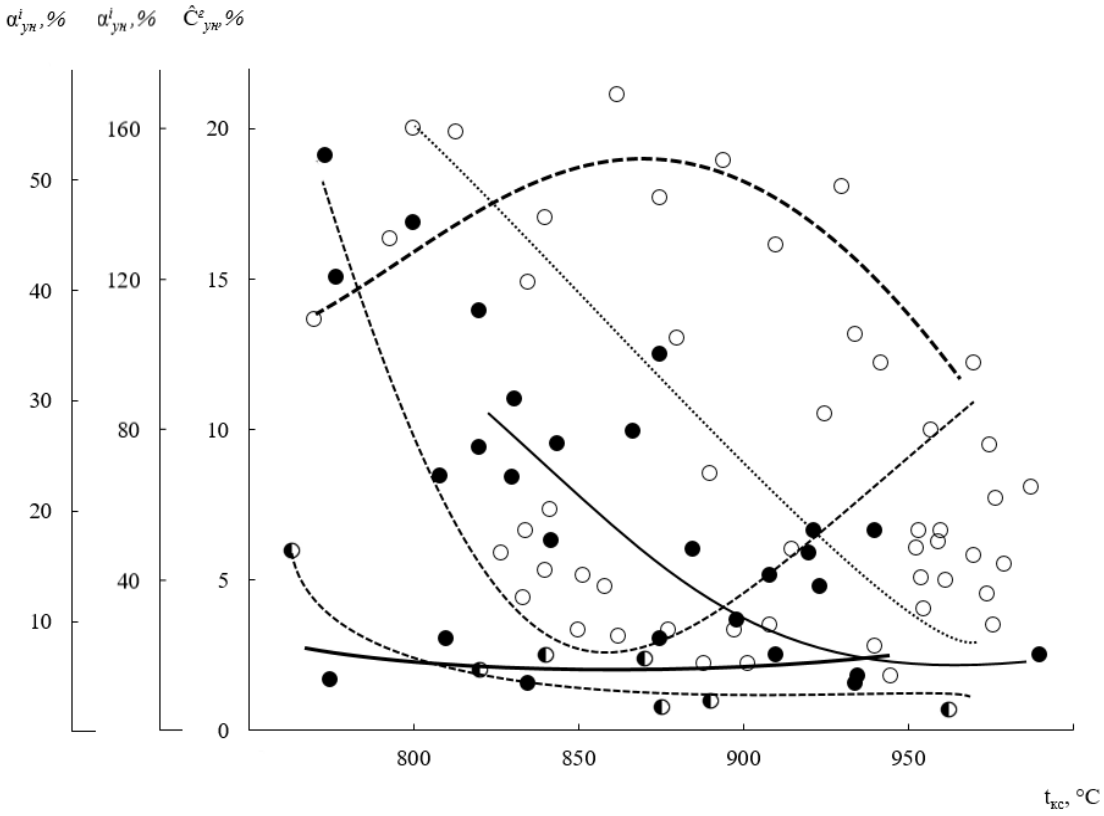


Рис. 3.11. Характеристики палива:

ВВС шламу донецького вугілля Г, $H_{кш}$ = 500 мм, w = 1,10…1,50 м/с; W^{r}, %: 1, 2 - 45…50; 3 - 30…40; α: 1 – 1,10…1,2; 2 – 1,50…1,60; 3 – 1,20…1,40;

ВВС-донецького вугілля марки Г, W^{p} = 45…50%, $t_{кш}$ = 950…950˚С;

ВВС шламу донецького вугілля марки Г, W^{p} = 30…40%; $d_{т,}$ мм 1 - 0…0,25; 2 - 0,25…0.5;

ВВС шламу донецького вугілля марки Г, W^{p} = 45…50%; $\alpha_{В}$ = 1.35...1.40; w, м/с: 1 - 1,1…1,2; 2 - 1,4…1,5.

Порівняння змісту горючих в віднесенні при спалюванні донецького вугілля марки Г і ВВС його вугілля показує, що при спалюванні ВВС вологістю 45...50%; в діапазоні температур шару 900...980°С вміст горючих в віднесенні в 1,5...5 разів нижче, ніж при спалюванні необводненого вугілля.

При зменшенні температури шару нижче 880...900°С значення $\hat{C}^{г}_{ун}$ в 1,5...2 рази вище, ніж при спалюванні вугілля. Зниження вологості ВВС до 30 ... 35% призводить до значно більш низьких значень $\hat{C}^{г}_{ун}$ для необводненого вугілля в діапазоні температур 750...950°С.

При спалюванні ВВС шламу донецького вугілля марки Г вологістю 45...50% досліджувався вплив коефіцієнта надлишку повітря. При спалюванні ВВС в діапазоні температур 900...950°С збільшення $\alpha_в$ від 1,02 до 1,35 призводить до зниження $\hat{C}^{г}_{ун}$ від 10% до 2,5% (тобто в 4 рази). При спалюванні ВВС вологістю 30...35% зміна від 1,15 до 1,40 практично не впливає на величину $\hat{C}^{г}_{ун}$.

Результати дослідження винесенні золи з киплячого шару показують, що до 50% золи несеться частинками розміром 0...0,25 мм, частинками фракції 0,25...0,50 мм несеться не більше 0,5...2,5% золи. При цьому, частка золи, що уноситься, залежить від температури киплячого шару. При спалюванні ВВС вологістю 45...50% при $t_{кс}$, що дорівнює 800...850°С і 980...1000°С, частка золи $\alpha^{i}_{ун}$ частинками фракції 0...0,25 мм перевищує кількість золи, що вноситься в шар частинками палива цієї ж фракції. Величина $\alpha^{i}_{ун}$ значно менше такої при спалюванні необводненого донецького вугілля марки Г. На величину $\alpha^{i}_{ун}$ частинок розміром 0...0,25 мм суттєво впливає температура шару, так при збільшенні $t_{кс}$ від 800 до 920°С, $\alpha^{i}_{ун}$ збільшується більш, ніж в два рази.

При спалюванні ВВС шламу донецького вугілля марки Г вологістю 30...35% частка винесення золи палива частинками 0,25...0,50 мм становить

0,5...2,5% (як і для ВВС вологістю 45...50%), а частинками фракції 0...0,25 мм відповідно 7,5...22%. Наведені на рис. 3.12 дані показують, що як і при спалюванні ВВС вологістю 45 ... 50% температура шару впливає на величину $\alpha_{ун}^{i}$, проте залежність ця зовсім іншого роду. При збільшенні від 700 до 850°С величина $\alpha_{ун}^{*i}$ частинками 0...0,25 мм зростає в 1,4...1,6 рази при подальшому збільшенні $t_{кш}$ до 960...970°С зменшується. Практично у всьому діапазоні температур киплячого шару 750...950°С частка виносу золи частинками фракцій 0...0,25 мм перевищує кількість золи, що вноситься в шар частинками цієї ж фракції вихідного палива. Однак величина $\alpha_{ун}^{*i}$ при спалюванні ВВС вологістю 30...35% менше в 2...3 рази такої при спалюванні необводненого донецького вугілля марки Г.

Величина $\alpha_{ун}^{i}$ частинками фракції 0,25...0,5 мм при спалюванні ВВС вологістю 45...50% практично не залежить від температури киплячого шару.

Зазначені особливості характерні і для залежності $\alpha_{ун}$ від температури шару. Результати дослідів показують, що мінімальна величина винесення $\alpha_{ун}$ при спалюванні ВВС вологістю 45 ... 50% спостерігаються при температурі шару 880...920°С, при спалюванні ВВС вологістю 30...35% - при температурі шару 950...970°С. При цьому збільшення швидкості повітря від 1,10 м/с до 1,4 м/с призводить до збільшення $\alpha_{ун}$ в 1,5...2 рази.

Залежність механічного недопалу $q_4^{ун}$ від температури киплячого шару має аналогічну залежність. Так при спалюванні ВВС вологістю 45...50% величина втрат $q_4^{ун}$ в діапазоні температур 800...920°С зменшується з 3...4,5% до 0,4...0,6% (рис. 3.13). Деяке збільшення втрат $q_4^{ун}$ при подальшому збільшенні температури шару від 900 до 1000°С визначається збільшенням частки золи в цьому діапазоні температур. Зміна $q_4^{ун}$ при спалюванні ВВС вологістю 30...35% зі збільшенням температури шару 750...950°С не перевищує 0,2...0,5%.

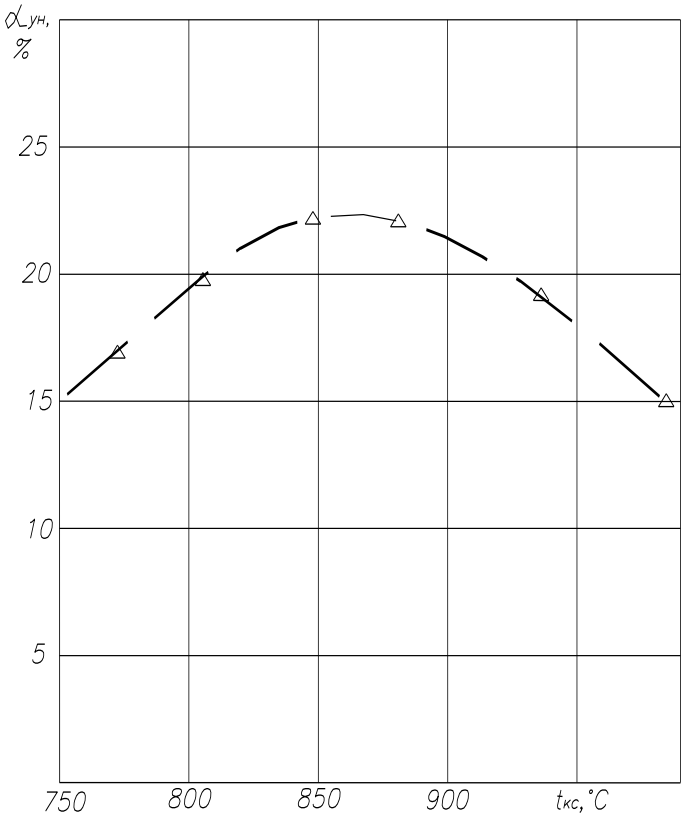


Рис. 3.12. Залежність частки виносу золи від температури киплячого шару (ВВС шламу донецького вугілля марки Г, W^P= 30…40%; α=1,3…1,4)

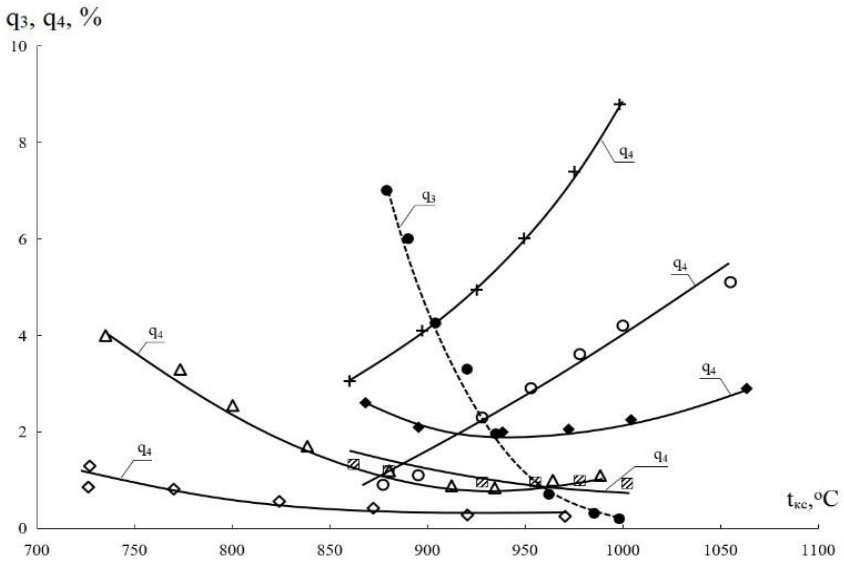


Рис. 3.13. Вплив температури киплячого шару на механічний недопал q_4 і хімічний недопал q_3, + - донецьке вугілля марки Тj; ○ – донецьке вугілля марки АШj; ■ – ВВС шламу донецького вугілля марки Тj; ◇ – ВВС шламу донецького вугілля марки АШj; △, ▨ – ВВС шламу донецького вугілля

марки Г, 1 - Wp=45...50%; 2 - Wp=30...35%; ● – ВВС шламу донецького вугілля марки Т, Wr=50%.

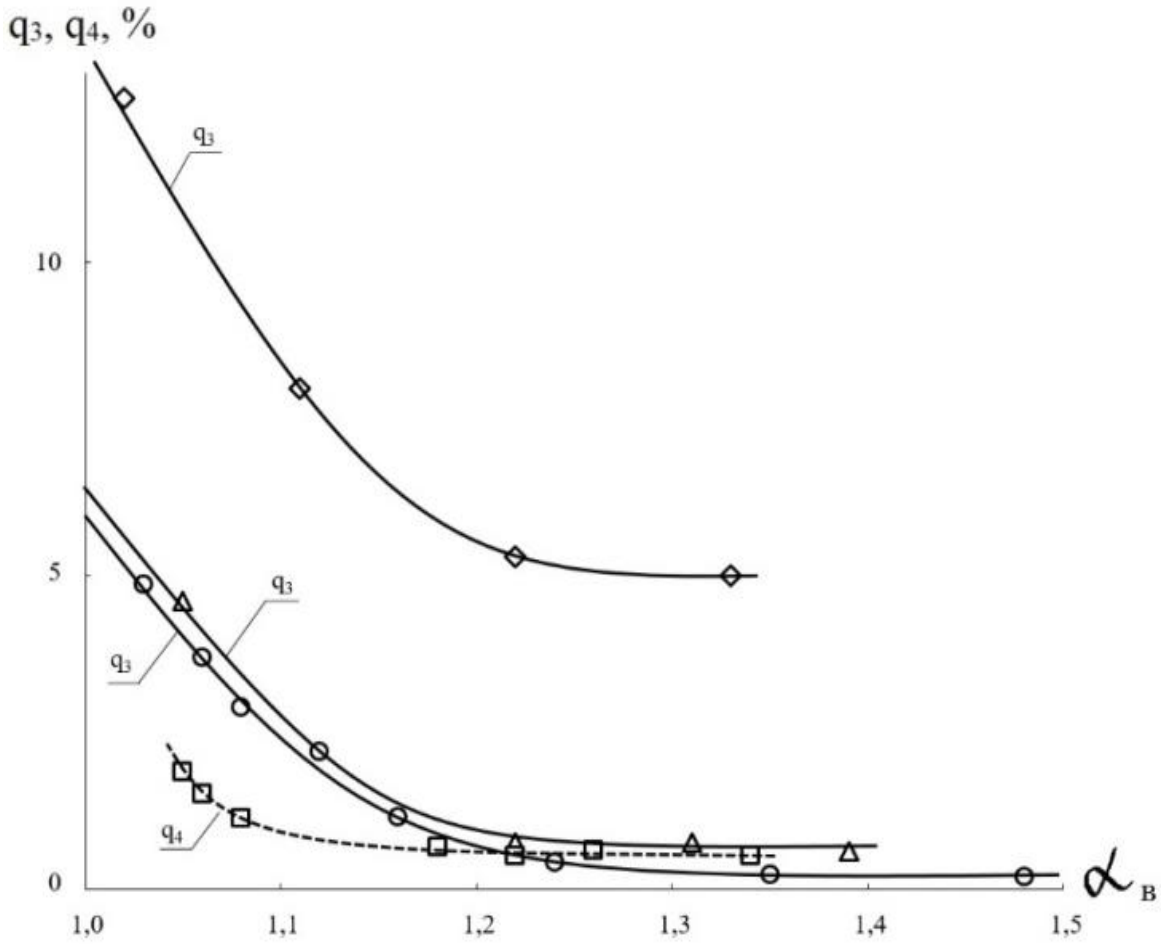


Рис. 3.14. Залежність хімічного недопалу q_3 і механічного недопалу q_4 від коефіцієнту надлишку повітря; ○ - ВВС шламу донецького вугілля марки T_j, W^p = 50%, $t_{кс}$ = 1000˚С; ◇- донецьке вугілля марки T_j, $t_{кс}$ = 900…950˚С, △ – ВВС шламу донецького вугілля марки Г, $t_{кш}$ =950°С; W^p = 45...50%; □ - ВВС шламу донецького вугілля марки Г; $t_{кш}$ = 900...950°С; W^p = 45...50%.

В результаті лабораторних та натурних досліджень встановлено, що фракційний склад винесення залежить від температури киплячого шару. Так, частинки діаметром 0 - 0,1мм складають в віднесенні 55 - 60%, частки 0,1 - 0,25 мм - 30% при температурі 800°С; при температурі 900°С кількість частинок діаметром 0 - 0,1мм склало 25%, а частка частинок 0,1 - 0,25мм підвищилася до 70%.

При зменшенні частки винесення золи і змісту горючих в віднесенні при спалюванні ВВС вологістю 45-50% з підвищенням температури від 850 до 900 °С втрати зменшуються від 4,0-5% до 0,5-0,6%. При підвищенні температури киплячого шару до 950 °С втрати збільшуються через збільшення частки винесення золи. Порівняння втрат при спалюванні ВВС і вугілля показує, що втрати q_4 при спалюванні ВВС нижче, ніж при спалюванні вугілля.

Величина втрат в залежності від коефіцієнта надлишку повітря знижується при збільшенні $\alpha_в$ до 1,5-1,6 і більше.

Величина втрат q_3 зменшується зі збільшенням $\alpha_в$; так, при α = 1,05 втрати q_3 рівні 5%, то при α = 1,5 втрати q_3 знижуються до 0,4-0,6%.

Результати випробування котла ДКВР – 4-13 з топкою киплячого шару показали, що втрати склали 2,2-2,4% при $\alpha_в$ = 1,2-1,8, при цьому зміст горючих в віднесенні для вугілля - 20,5%, для ВВС - 16,5%.

4 СПАЛЮВАННЯ БІОМАСИ ТА ДЕРЕВНИХ ВІДХОДІВ В ТОПКАХ З КИПЛЯЧИМ ШАРОМ

4.1 Технологічні особливості спалювання деревинних відходів

Все більшої популярності в світі набувають палива рослинного походження, такі як відходи лісопереробної та деревообробної промисловості, а також сільськогосподарської промисловості.

Ефективним методом утилізації рослинних відходів є їх спалювання в киплячому шарі. Даний метод вважається одним з найбільш бажаних, оскільки топки киплячого шару менш вимогливі до якості палива і краще пристосовані до його ступеневому спалюванню, необхідного для зниження викидів оксидів азоту.

Головною проблемою, з якою доводиться стикатися при спалюванні деревного палива в киплячому шарі, є відсутність рекомендацій з організації процесів горіння. Необхідно визначення режимних параметрів, які забезпечать стабільне горіння, зрідження палива і мінімізують шлакування топки при максимальних показниках ефективності спалювання. На практиці дані проблеми, як правило, доводиться вирішувати при пусконалагоджувальних роботах котельних установок. Неоднорідний фракційний склад і змінна вологість палива тільки ускладнюють процес спалювання. Основні дослідження по визначенню втрат теплоти від механічного недопалу з винесенням в топках киплячого шару проводилися для вугільного палива.

Наведений вище аналіз свідчить про перспективність даного напрямку досліджень і визначає недостатній обсяг даних про механізм віднесення незгорілого деревного палива.

Експерименти по визначенню втрат теплоти від механічного недопалу проводилися в лабораторній установці (рис. 4.1), що являє собою камеру 1 розмірами 200 × 300 мм, висотою 1000 мм.

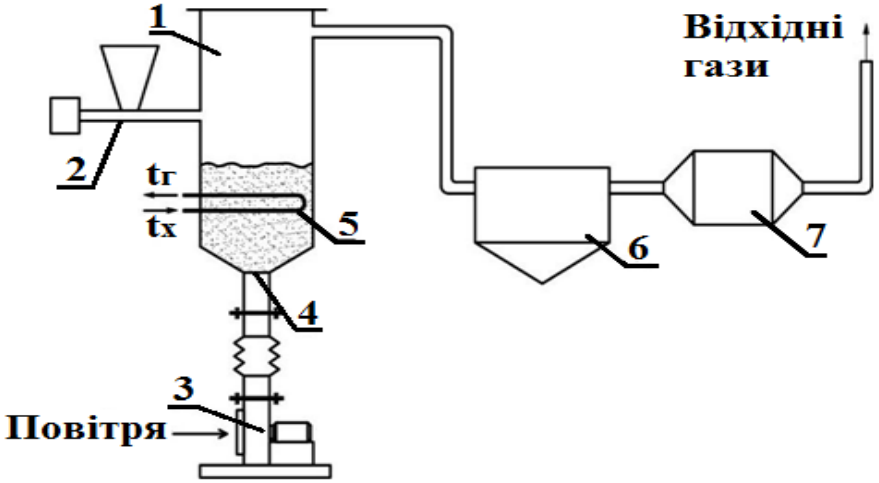


Рис. 4.1. Схема експериментальної установки по дослідженню спалювання деревних відходів в киплячому шарі

Вона оснащена системою автоматичної подачі палива 2. Повітря нагнітається вентилятором ВВД-5 3. Передбачена повітророзподільна колпачкова решітка 4 . Калориметр 5 являє собою трубу діаметром 18 мм. Для вловлювання твердих частинок передбачена двоступенева система очищення газів в пилеосадочній камері 6 і тканинному фільтрі 7.

Для спостереження за процесом горіння передбачені два оглядових кварцових скла, встановлених в нижній і верхній зоні киплячого шару. Температура шару вимірювалася термопарою типу ТХА. Проби виносу з пилеосадочної камери і тканинного фільтра відбиралися після кожного циклу спалювання і зважувалися. Масовий вміст горючих в віднесенні $Г_{ун}$,%, визначалося шляхом випалювання відібраних проб в муфельній печі.

Втрати теплоти від механічної неповноти згоряння визначалися таким чином

$$q_4 = \frac{\left(\alpha_{шл}\frac{\Gamma_{шл}}{100-\Gamma_{шл}} + \alpha_{шл}\frac{\Gamma_{ун}}{100-\Gamma_{ун}}\right)32660A^р}{Q_р^р}, \qquad (4.1)$$

де $\Gamma_{шл}$, $\Gamma_{ун}$ – зміст горючих в шлаку і виносі відповідно, %; $\alpha_{шл}$, $\alpha_{ун}$ – частка золи в шлаку і виносі відповідно; $A^р$ – зольність на робочу масу палива; $Qp^р$ - явна теплота на 1 кг підсушеного палива, кДж/кг.

Для топок з киплячим шаром можна приймати $\alpha_{ун} \approx 1$. Тоді

$$\frac{q_4 = \frac{\Gamma_{ун}}{100-\Gamma_{ун}}32660A^р}{Q_р^р}. \qquad (4.2)$$

Внаслідок невеликих розмірів експериментальної установки винесення частинок з обсягу топки більше, ніж в реальних котельних установках. Під час експериментів найбільший вплив на величину механічного недопалу надавали розміри фракцій палива і коефіцієнт надлишку повітря. Також помічено збільшення механічного недопалу при невисокій температурі шару (600...750°С). Це обумовлено тим, що в даному діапазоні температури спостерігається неповне вигоряння палива.

Під час розпалу швидкість повітря зрідження шару була менше першої критичної швидкості, тобто число псевдозрідження W приймалося менше одиниці (0,6...0,8). Для забезпечення необхідної кількості повітря на горіння подавався вторинний і третинний повітря. Збільшення числа псевдозрідження до W = 1...1,2 призводило до винесення дрібних фракцій з камери згоряння.

Вологість палива негативно впливала на процес горіння. Занадто вологе паливо (відносна вологість 30...60%) повільно розгорялася. Досягнення оптимальної температури горіння (800...850°С) ускладнювалось.

Характеристики матеріалів киплячого шару наведені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1. Характеристики матеріалів шару

Тип матеріалу	Щільність, кг/м^3	Середній еквівалентний діаметр частинок, мм
Тирса	400	3,0
Щепа	600	4,7
Гранули	1200	5,5

Нижче наведені результати експериментів по визначенню втрат теплоти внаслідок механічного недопалу (табл. 4.2, рис. 4.2).

Як видно з графіка, збільшення коефіцієнта надлишку повітря понад 1,6 призводить до збільшення механічного недопалу. При малих значеннях коефіцієнта надлишку повітря спостерігається суттєвий недопал. Найбільша повнота згоряння досягається при $\alpha_в$ = 1,4...1,6.

Слід зазначити, що число псевдозрідження для дрібнофракційного палива (тирса) не повинно перевищувати 2,2...2,4, а для більшого (тріска, гранули) - 3...3,4. При великих значеннях спостерігається суттєве винесення матеріалу з обсягу топки.

Експерименти проводилися при різних режимах подачі вторинного і третинного повітря.

Однак, зміна витрати первинного / вторинного / третинного повітря не робило суттєвого впливу на результати. Відсутність подачі третинного повітря також практично не впливало на механічний недопал.

При температурі нижче 750°С втрати теплоти від механічного недопалу значно зростали (рис. 4.3). Дрібні фракції не встигали вигоряти в обсязі топки і неслися з димовими газами, осідаючи в пилоуловлювачах. Це стало головною причиною такого великого недопалу. Таке пояснення підтверджується тим, що розміри фракцій в віднесенні становили в основному 0,1...1 мм. При високій температурі (800...920°С) дрібні частинки палива вигорають в надшаровому просторі.

Таблиця 4.2. Результати визначення механічного недопалу

Коефіцієнт надлишку повітря, $\alpha_в$	Деревна тирса		Щепа		Гранули	
	$Гун$, %	q_4, %	$Гун$, %	q_4, %	$Гун$, %	q_4, %
0,6	57,18	1,60	46,30	1,03	28,96	0,49
0,7	50,04	1,20	39,02	0,77	27,96	0,47
0,8	41,21	0,84	25,03	0,40	13,44	0,19
0,9	31,85	0,56	25,03	0,40	11,20	0,15
1,0	25,03	0,40	19,12	0,28	10,89	0,15
1,1	23,10	0,36	18,20	0,27	10,43	0,14
1,2	18,94	0,28	15,51	0,22	5,50	0,07
1,3	18,94	0,28	12,21	0,17	3,74	0,05
1,4	16,69	0,24	11,78	0,16	2,83	0,03
1,5	14,30	0,20	7,70	0,10	3,01	0,04
1,6	14,30	0,20	7,70	0,10	2,28	0,03
1,7	15,51	0,22	10,01	0,13	3,38	0,04
1,8	17,15	0,25	10,24	0,14	3,38	0,04
1,9	19,16	0,28	12,85	0,18	3,56	0,04
2,0	21,08	0,32	13,06	0,18	3,92	0,05

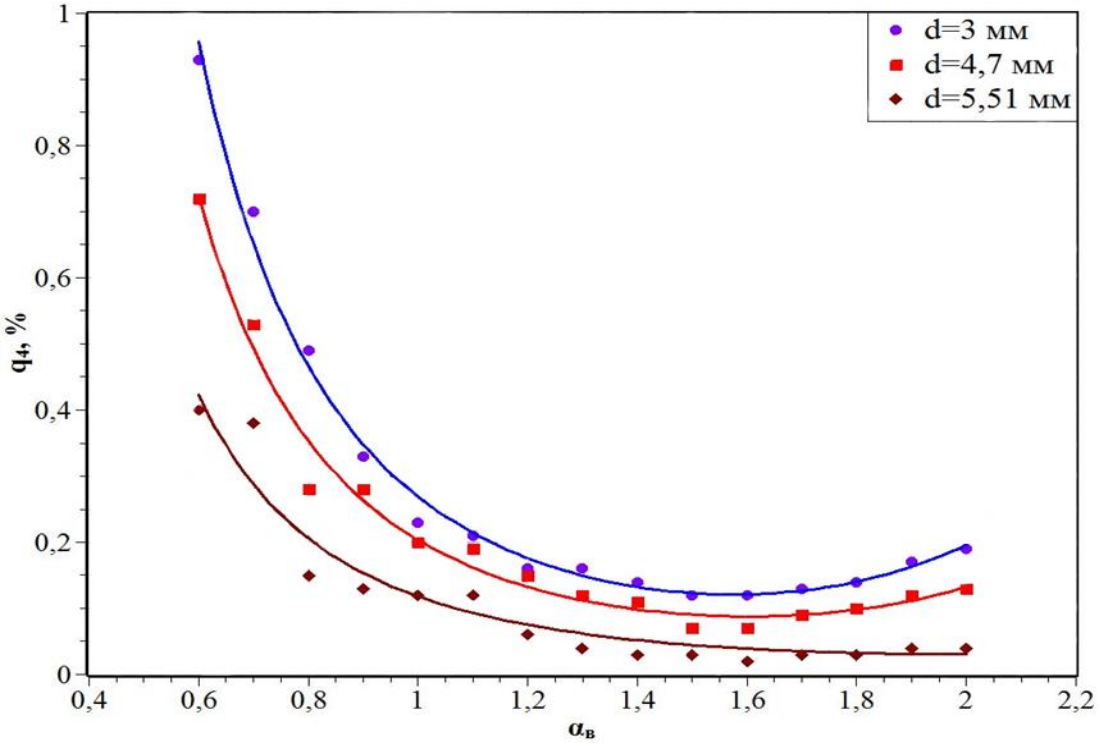


Рис. 4.2. Залежність втрат теплоти через механічного недопалу від коефіцієнта надлишку повітря

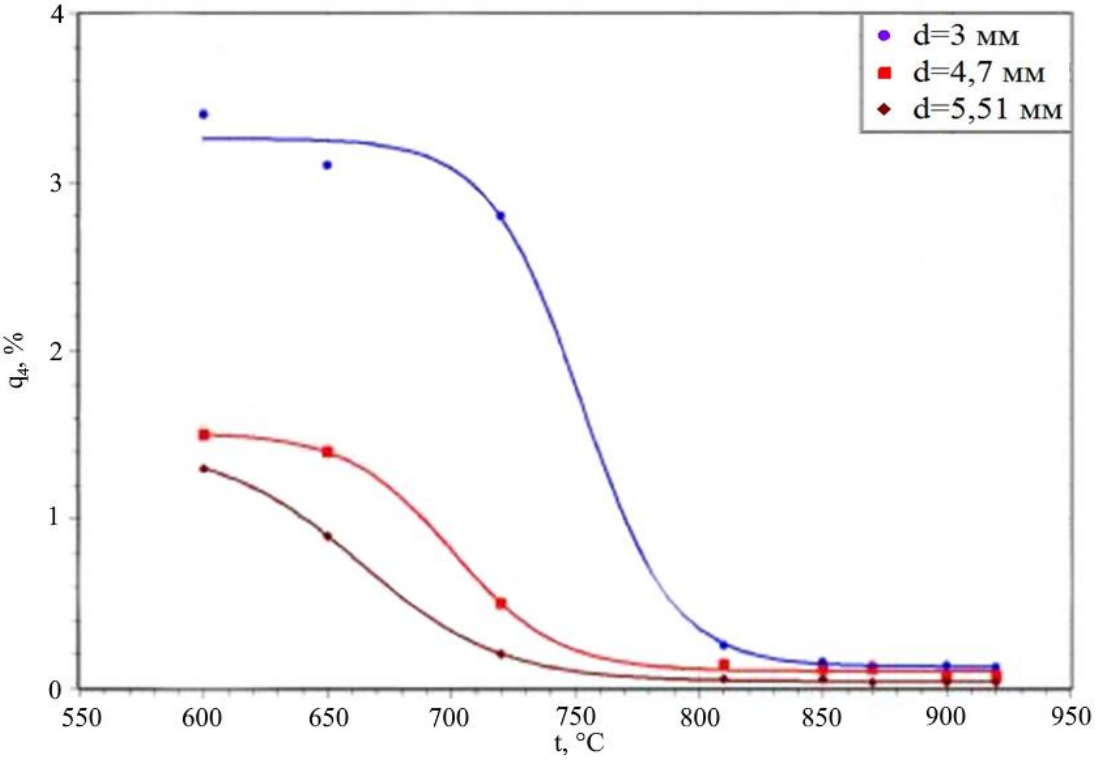


Рис. 4.3. Залежність втрат теплоти через механічний недопал від температури шару

Регулювання температури киплячого шару здійснювалося за рахунок зміни витрати теплоносія в калориметр. За результатами експериментів побудований графік залежності втрат теплоти через механічний недопал (рис. 4.3) від температури при $\alpha_в$ = 1,4...1,6.

В результаті узагальнення експериментальних даних отримана залежність втрат теплоти через механічний недопал від коефіцієнта надлишку повітря для деревних відходів з розміром фракцій від 3 до 6 мм і для температури шару 800 ... 850°С

$$q_4 = \alpha \cdot \alpha_в^{-2,5} + b \cdot \alpha_в^6, \quad (4.3)$$

де α і *b* - коефіцієнти, що залежать від середнього еквівалентного діаметра частинок палива

$$\alpha = 0,252 + 0,040d - 0,012d^2,$$
$$b = 0,00067 + 0,0013d - 0,00025d^2. \quad (4.4)$$

Пропонується розраховувати втрати теплоти від механічного недопалу з урахуванням полідисперсності палива. Формула справедлива для температури киплячого шару 750...950°С, швидкості зрідження 2,9...4,3 м/с і щільності інертного матеріалу 1800 кг/м^3

$$q^4 = k^1 k^2 k^3 k^4 \sum_l^n \left[\frac{q^i_{фр}(1 - \Delta q_i)\Phi^i_{фр}}{100}\right], \quad (4.5)$$

де k^1, k^2, k^3, *k4* - коефіцієнти, що залежать від виходу летких на беззольний стан палива, висоти шару, крупності інертного матеріалу, швидкості псевдозрідження відповідно;

$q^i_{фр}$ - механічний недопал даної фракції,%;

$Ф^i_{фр}$ - зміст даної фракції в паливі,%;

n - кількість вузьких фракцій в паливі.

Однак, дану формулу використовувати неможливо в разі спалювання деревних відходів. Швидкість зрідження шару з вмістом в ньому деревного палива значно менше швидкості зрідження в експерименті автора. Крім того, розміри фракцій інертного матеріалу, який був використаний в експерименті зі спалювання деревних відходів, значно менше тих, які застосовувалися автором. У зв'язку з цим визначення ряду коефіцієнтів в цій формулі не представляється можливим.

Як видно з наведених вище даних, втрати теплоти від механічної неповноти згоряння в усталеному режимі незначні. Для подальшого зниження втрат на практиці застосовують системи повернення винесення та застосування особливих конструктивних рішень топкового обсягу (таких як виконання топки в формі конуса, установка відбійних решіток та ін.).

Важливим параметром, що впливає на режими роботи котла з топкою киплячого шару, є швидкість вигоряння палива. На тривалість горіння впливають різні фактори, такі як: вологість палива, температура горіння, зольність, витрата дуттьового повітря і ін.

Нижче наведені результати експериментальних досліджень вигоряння деревного палива (гранули, тирса, тріска) в киплячому шарі (рис. 4.4). Показано зростання температури шару в залежності від часу спалювання.

Маса палива в кожному циклі спалювання була однаковою і становила 3,8 кг. Як видно, швидкість вигоряння тирси найбільша серед запропонованих матеріалів. Очевидно, причиною цього стала низька щільність тирси. В цілому час горіння для всіх видів палива становила 300 ... 500 с. Найбільше час розпалу спостерігалося в разі спалювання деревних гранул, що також можна пояснити щільністю матеріалу, яка значно більша за густину тріски і тирси.

Далі наведені результати експериментів по спалюванню паливних гранул з різних видів відходів рослинного походження. Час спалювання в експериментах авторів суттєво менше, ніж у наведених нами даних. Однак,

варто зазначити, що в експериментах по спалюванню агропеллет застосовувалися інші режими. Температура киплячого шару сягала 900^0C і вище, що прискорювало горіння. Крім того, можливим є спалювання палива, подаючи його на розігрітий шарообразуючий матеріал (золу), тоді як в нашому експерименті процес горіння починався з розпалювання при температурі навколишнього повітря, що дозволило більш точно визначити тривалість розпалювання для кожного виду палива.

Як видно, при більш високій температурі киплячого шару швидкість вигоряння суттєво вище ніж при низькотемпературному спалюванні. Тривале горіння, як показав експеримент, призводить до підвищення втрат теплоти від механічного недопалу. Однак, існують способи зниження цих втрат. Одним з них є конструктивна оптимізація топки котла. Як зазначено низькотемпературне спалювання (близько 700^oC) знижує зношення котельного агрегату. Перевагою тривалого горіння також є зниження зносу допоміжного обладнання, наприклад, системи подачі палива при низькотемпературному спалюванні нижче ніж при високотемпературному.

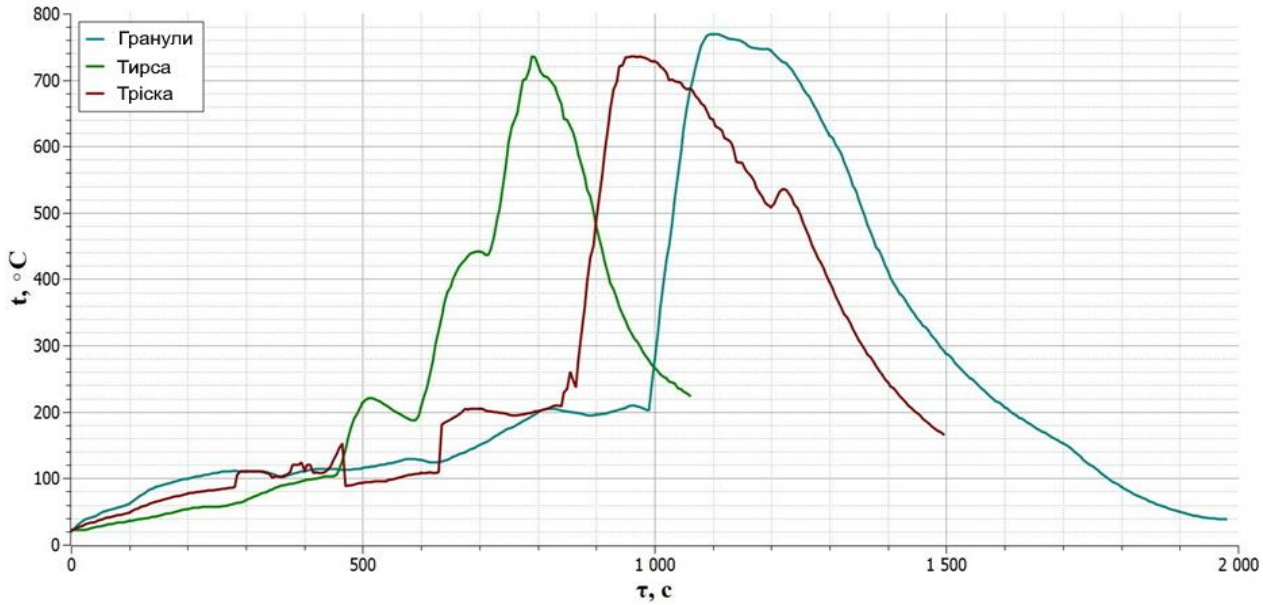


Рис. 4.4. Тривалість горіння різних видів деревного палива в киплячому шарі

Зниження якості вугілля ускладнює спалювання їх в традиційних шарових топках; ККД котлів тепловою потужністю 3,5 - 14 МВт знижується до 50 - 60% при розрахункових 78 - 83%, а для котлів тепловою потужністю до 1 МВт нерідко становить усього 40 - 50% замість 65 - 70%.

Виникла задача освоєння в якості енергетичного палива низькосортного вугілля і відходів вуглезбагачення. Один з варіантів її вирішення полягає в тому, щоб в стислі терміни освоїти спосіб спалювання низькосортного палива в топкових пристроях з киплячим шаром. Утвориться при цьому золу доцільно використовувати у виробництві будівельних матеріалів, що відкриває можливість створення маловідходного виробництва.

Для палива с $W^p + A^p \leq 45\%$ зольність і вологість вугілля слабо впливають на ступінь тепловідводу через занурені теплообмінні поверхні; в топках КШ, що працюють на пальному даної якості при α = 1,1 - 1,2; U_o = 1,0 - 3,6 м/с, тепловідвід в межах шару відповідає 40 - 50% теплоти згорання.

Величина η_o зростає з підвищенням U_o і убуває зі збільшенням частки негорючих компонентів палива.

4.2. Розроблення рекомендацій щодо удосконалення топок із низькотемпературним киплячим шаром

Практична реалізація топок з низькотемпературним киплячим шаром (НТКШ) пов’язана з подоланням технічних труднощів, найбільш суттєвими з яких є:

- запобігання шлакування шару, яке залежить від фракційного складу палива, температури розм'якшення породи, конструктивних характеристик газорозподільних пристроїв і поверхонь теплообміну в шарі, що формують гідродинамічний режим в топці;

- організація процесу розігріву шару до температури займання твердого палива.

Основною умовою надійної роботи топки з НТКШ є рівномірний розподіл повітря по перетину топки. Це досягається установкою повітроподавальних ковпачків з 6 - 8 отворами для проходу повітря, швидкість якого на виході з отворів ковпачка становить 60 - 80 м/с. Конструкція ковпачка повинна виключати потрапляння шлаку або палива в повітроподавальних каналах при припиненні подачі повітря. Цим вимогам задовольняє розроблена трубчаста провальна колпачкова решітка.

Паливопідготовка. З основних характеристик і властивостей твердого палива, що визначають умови стійкої, безаварійної роботи реконструйованих топкових пристроїв для спалювання вугілля в НТКШ, є вологість, зольність, розміри частинок, вихід летючих.

Максимальний розмір часток палива з умов забезпечення псевдозрідження шару не повинен перевищувати 13 мм.

Зольність вугілля що спалюється може коливатися в межах від 20 до 80%. Більш низьке значення зольності може привести до зменшення кількості інертного наповнювача і, отже, порушення процесу спалювання КШ.

Обов'язковою є наявність акумулюючого бункера місткістю 8-10 т, а вугілля з нього повинно проходити через механізм з комірками сита 13 мм.

Розпалювальні пристрої. Однією з проблем, що потребують вирішення при впровадженні топок з НТКШ є їх пуск в роботу. Можуть бути різні способи розігрівання матеріалу шару до температури займання:

- гарячим повітрям, нагрівається до температури 800^{o}С пальниками, змонтованими в повітроводі (нижній розпал);

- пальниками, встановленими над шаром (верхній розпал);

- розігрів частини шару переносними пальниковими пристроями з подальшим поширенням тепла на іншу частину шару, або переливанням шару з працюючих секцій та ін.

Після тривалого випробування різних варіантів розпалювання були розроблені стаціонарні розпалювальні пристрої «нижнього» і «верхнього» розпалу.

При запаленні розпалювальної форсунки і включенні дуттєвого вентилятора основна частина повітря проходить через отвори перфорованої труби перпендикулярно подачі рідкого палива, при цьому забезпечується гарне змішування палива і повітря. Згоряння палива відбувається на досить короткій ділянці в 1,5 - 2 м, тому в повітряний колектор надходять, в основному, тільки продукти згоряння палива, температура яких регулюється і не повинна перевищувати 800^{o}С.

Розпал топки з холодного стану здійснюється протягом 0,7 - 1,3 год. Витрата палива складає від 60 до 300 кг.

Досвід широкого впровадження показав, що для топок котлоагрегатів доцільний нижній розпал, а для сушильних установок, заповнювач, що прогрівається, становить більше 5 м^3 і запуски значно рідше - верхній розпал.

Золовидалення. Для безперебійної та безаварійної роботи з НТКШ велике значення має підтримка температури і висоти шару, що в процесі спалювання вугілля забезпечується своєчасністю зливу золи.

Були випробувані різні типи зливних механізмів: шнекові, шлюзові і ін.

Найбільш надійними і безаварійними в роботі виявилися розвантажувачі , що складаються з столу з отвором для прокидання шлаку, кривошипно-шатунного механізму, редуктора і електродвигуна.

Вивантаження шлаку з бункера здійснюється дистанційно або в автоматичному режимі.

Занурені поверхні нагріву. Найбільш економічним способом підтримки розрахункової температури в шарі є відведення тепла розміщеними в ньому зануреними трубчастими поверхнями нагріву, охолоджувані водою шляхом примусової циркуляції.

В ході робіт з реконструкції топок встановлено, що низько розташовані (до 250 мм від повітророзподільних ковпачків) розгалужені поверхні

нагрівання ускладнюють і подовжують як процес початкового розпалювання котла, так і виведення його з «гарячого» резерву в робочий стан. Крім того, при близькому розташуванні труб ускладнюється рух вугільних частинок при верхньому застосуванню палива, що призводить спочатку до утворення спікання перемичок між трубами, а потім і до зашлакованості топки.

Були випробувані однорядні і дворядні поверхні нагрівання з шаховим і коридорним розташуванням труб з різними відстанями між ними.

Досвід експлуатації показав, що найбільш працездатними і економічними є поверхні нагріву, які забезпечують широкий діапазон регулювання теплопродуктивності в умовах суттєво мінливих потреб в теплоті, покращують доступ до колпачкової решітки для обслуговування і дають можливість регулювати η_o автоматично ступенем їх занурення в залежності від характеристик палива, що використовується (A^p і W^p).

Ступінь розгалуження занурення поверхонь охолодження шару (до 5 $м^2$ на 1 $м^2$ дзеркала горіння топки) і висота їх установки над ковпачками (від 300 до 400 мм) залежить від фракційного складу і марки палива.

Тривалі випробування котлоагрегатів, обладнаних топками НТКШ, підтвердили можливість ефективного спалювання низькосортних палив (ККД котла – 79 - 82%), що дозволяє залучати до паливно-енергетичного балансу високозольне вугілля, що накопичуються на шахтах і вуглезбагачувальних фабриках, виконати вимоги з охорони навколишнього середовища без додаткових витрат на очистку, збільшити надійність роботи топкових пристроїв, підвищити теплопродуктивність існуючих і знизити металоємність нових котлів, поліпшити умови праці в котельних в результаті автоматизації топкових процесів.

Технологічна схема котельної установки представлена на рис. 4.5.

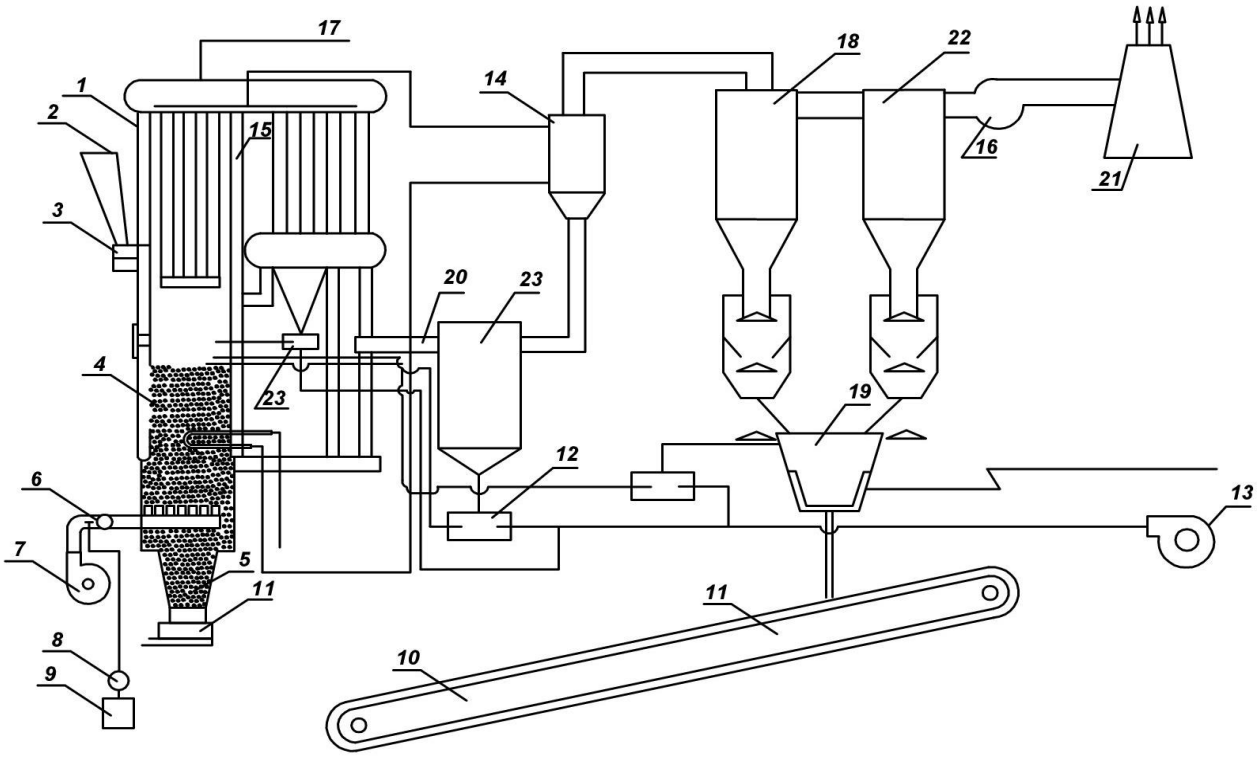


Рис. 4.5. Схема переведення котла на спалювання палива в низькотемпературному киплячому шарі:

1 - котел; 2 - паливний бункер; 3 - паливоподавач; 4 - топка; 5 - занурена поверхня нагріву; 6 - розпалювальний пристрій; 7 - дутьовий вентилятор; 8 - паливний насос; 9 - ємність для рідкого палива; 10 - розвантажувач; 11 - конвеєр; 12 - ежектор; 13 - вентилятор повернення виносу; 14 - циклон уловлювання виносу; 15 - економайзер; 16 - димосос; 17 - радіаційна поверхня нагріву; 18 - циклон 1 ступеня; 19 - бункер золи; 20 - газохід; 21 - труба; 22 - циклон 2 ступеня; 23 - сепаратор; 24 - ДПЗ.

Частину теплоти, що утворилась у топці від спалювання вугілля, слід відбирати зануреними поверхнями нагріву 5 і радіаційної поверхнею нагріву 17. Решта теплоти виноситься димовими газами за межі топки в газохід 20, з якого димові гази надходять до циклону 14, де відбувається очищення від горючих частинок. Далі гази надходять в економайзер 15, де проводиться відбір решти тепла димових газів. З економайзера 15 димові гази направляються в циклони 18 і 22, в яких відбувається їх остаточне очищення від твердих частинок. Далі гази надходять в трубу 21 і викидаються в

атмосферу.

При спалюванні палива в топці підвищується рівень золи, яку необхідно періодично видаляти. Видалення золи здійснюється з бункера 19 хитним розвантажувачем 10 на конвеєр 11, за яким зола (шлак) транспортується з приміщення котельні.

В процесі експлуатації рекомендується регулювати теплову потужність котлоагрегату. Регулювання слід здійснювати зміною подачі палива в топку і зануреними поворотними поверхнями нагріву 4 (рис. 4.6), встановленими в топці 3 над колпачковій решітці 1 з можливістю повороту щодо колектора 2.

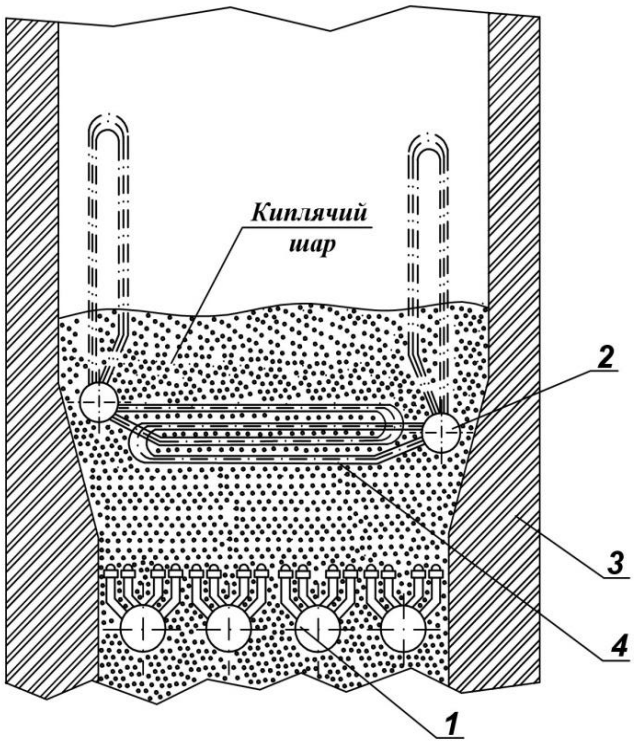


Рис. 4.6. Принципова схема розташування занурених поверхонь нагріву

Регулювання теплової потужності здійснюється шляхом занурення поверхонь нагріву в киплячий шар або виведенням їх з шару. При спільне регулювання (паливом і зануреними поверхнями нагріву) досягається глибина регулювання 40 - 100% від номінальної теплової потужності.

Процес горіння в топках низькотемпературного киплячого шару слід вести при підвищеному коефіцієнті надлишку повітря, що збільшує величину

виносу з димовими газами. Для очищення димових газів на кожному котлоагрегаті застосовуються два послідовно встановлених циклону типу БЦ або БЦУ. Винесене паливо уловлене циклонами направляється в сепаратор, де здійснюється відділення горючої складової винесення.

Для роботи сепаратора (рис. 4.7) необхідно:

1. Винесення з під циклонів повинен надходити через зливну трубу 4 в порожнину сепаратора. Одночасно в сепаратор подається повітря вентилятором 1 через решітку.

2. Висхідний потік повітря зважує частки виносу, утворюючи киплячий шар.

3. Частинки винесення з підвищеним вмістом горючих, як більш легкі, «спливають» і досягають переливного каналу 7, за яким направляються в топку на допалення.

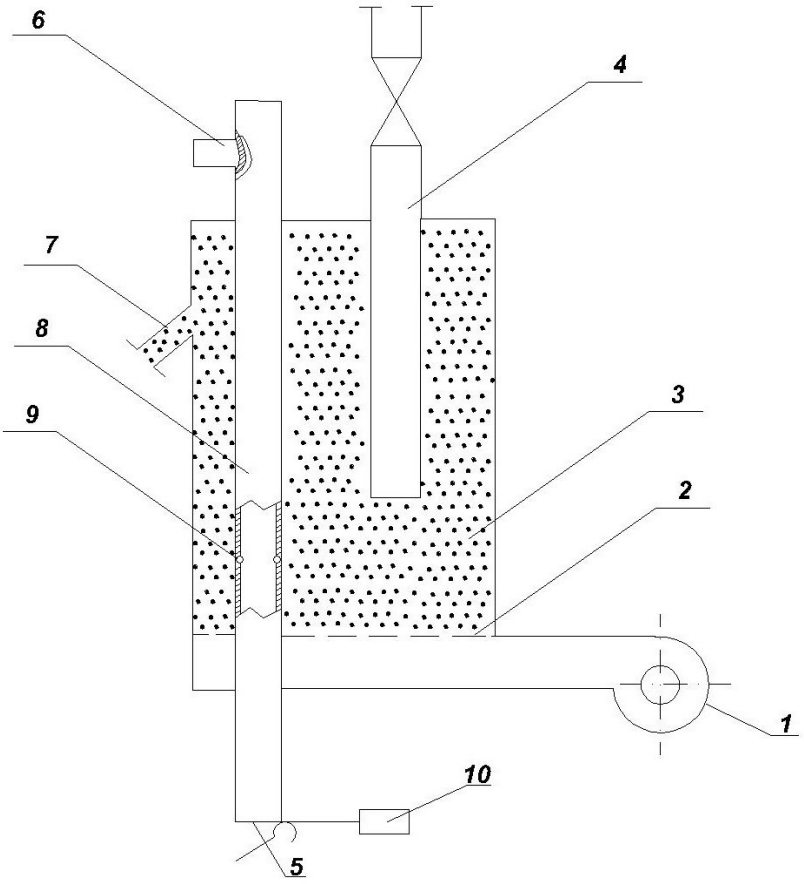


Рис. 4.7. Схема сепаратора винесення

Частинки золи, як більш важкі, формують шар в нижній частині сепаратора, з якого через отвір 9 потрапляють в трубу-дозатор 8. Труба-дозатор 8 повинна мати у верхній частині отвір, в якому встановлений датчик тиску 6, а в нижній частині засувку 5, що контролюється виконавчим механізмом 10.

Вентилятором 1 слід створювати підпір в трубі 8, який контролюється датчиком тиску 6. Після заповнення золою нижньої частини труби-дозатора до рівня отвору 9, відбувається зростання товщини шару.

4.3 Рекомендації щодо вдосконалення топкового простору та допоміжного устаткування

Для більш широкого застосування котлоагрегатів для спалювання твердого палива в низькотемпературному киплячому шарі необхідно:

1. Для зниження викидів слід застосовувати двоступеневу систему пилеочистки так, якщо при спалюванні вугілля в НТКШ викиди оксидів азоту і сірки зменшуються, то викиди пилу збільшуються в порівнянні з традиційними шаровими топками.

На основі проведених досліджень в розроблених рекомендаціях щодо зниження викидів топками НТКШ твердих речовин в атмосферу за основу прийнята двоступенева очистка, а з метою усунення несвоєчасного видалення виносу з бункера циклонів застосовані подвійні пилові затвори з електроприводом.

2. В якості розв’язання питання щодо зниження кратності транспортування винесення намітилися три напрямки:

–періодичний слив винесення в систему золовидалення;

– збагачення винесення в сепараторах киплячого шару і повернення тільки збагаченої його частини;

– гранулювання винесення з добавкою відходів флотації (для збільшення життєвості гранул) і їх закид в топку пневмотранспортом.

Це пов’язано з тим, що в даний час система повернення винесення виявилася недостатньо ефективною. З огляду на те, що в віднесенні всього 40% горючих і вловлене винесення має частки до 400 мкм (два ступені пилогазоочистки), його повернення не дозволяє спалити все пальне, так як потоком повітря він рухається знову. Для повного вигоряння доводиться багаторазово повертати винесення. Це перевантажує систему пиловловлювання і повернення виносу, викликає підвищений знос лопаток димососів і труб системи повернення винесення (у місцях зміни напрямку пневмотранспорту виносу).

При відсутності необхідності повернення виносу (висока його зольність) і зливу його на зольні конвеєри, необхідна герметизація їх або застосування спеціальних герметичних конвеєрів, що дозволить знизити запиленість приміщення котельні.

3. Доопрацювати систему закидання палива, так як існуючі закидувачі не забезпечують рівномірне закидання на малих швидкостях і незадовільно працюють при високій вологості гірської маси.

4. Здійснювати економічне регулювання теплової потужності котлоагрегатів в межах 20 - 50%.

ВИСНОВКИ

1. В результаті числових досліджень визначена структура факела з характерними зонами, а також поля концентрації компонентів продуктів згоряння. Поля температури і швидкостей визначають стійкість процесу горіння.

2. Результати числових досліджень процесів спалювання газоподібного палива (біогаз, шахтний метан) дозволили обґрунтувати конструктивні параметри подового пальника (діаметр отворів, їх кількість і ін.), а також дозволили визначити структуру факела на вході рампового змішувального пальника, поля концентрації, температури і швидкостей компонентів горіння низькосортного газоподібного та твердого палива.

3. Технічно обґрунтовано спалювання вугільних відходів з зольністю 60-75% в топках з киплячим шаром, визначені аеродинамічні і температурні режими. Розроблено технологічну схему спільного спалювання вугільних відходів з зольністю вище 70-73% спільно з низькосортними газоподібними паливами.

4. Науково обґрунтовані режими спалювання водовугільних суспензій в топках з киплячим шаром. Визначені аеродинамічні і температурні режими киплячого шару.

5. Надані технічні рекомендації щодо вдосконалення топкового простору та допоміжного устаткування для спалювання твердого палива у водотрубних котлах різних типів.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Паризька угода [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/995_l61#Text (19.11.2021).

2. Національний план скорочення викидів від великих великих спалювальних установок [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/796-2017-%D1%80#Text (01.11.2021).

3. Угода про асоціацію України з ЄС [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://www.kmu.gov.ua/diyalnist/yevropejska-integraciya/ugoda-pro-asociacyu (01.12.2021).

5. Трембовля В.И. Теплотехнические испытания котельных установок / В.И. Трембовля.– М.: «Энергоатомиздат», 1991. – 416 с.

6. Денісов А.К. Новітні технології в енергетиці: навч. посіб. / А.К. Денісов, С.А. Денісов, М.А. Смалько. – Рівне: НУВГП, 2010. – 29 с.

7. Peiyong Ma, Zhiguo Tang, Wanda Cai. An experimental study and modeling on the flow resistance of airflow through foam ceramic. Nat Gas Ind, 30(11)(2010), P. 97 - 101.

8. Баскаков А. П. Котли і топки з киплячим шаром / А. П. Баскаков, В. В. Мацнев, І. В. Распопов. - Москва: Вища школа, 1996. - 352 с.

9. Баскаков А.П. Променистий теплообмін в киплячому шарі при псевдозрідженні газом / А. П.Баскаков, Ю.М. Голдобин // Изв. АН СРСР. Серія: Енергетика і транспорт. - 1970. - № 4. - С. 163 - 168.

10. Бокун І. А. Теплообмін між пульсуючим шаром і поверхнею нагріву / І. 11. А. Бокун, Я. П. Шлапкова // Тез. доп. Мінського міжнар. форуму з тепло- і масообміну / Інститут тепло- і масообміну ім. А.В. Ликова НАН Білорусі. - Мінськ, 1988. - Т. 5. - С. 54 - 55.